



PERENCANAAN BELT CONVEYOR DENGAN KAPASITAS 30 TON PERJAM

S K R I P S I

**Diajukan untuk melengkapi persyaratan guna menempuh
Ujian Sarjana Strata 1
Teknik Mesin**

O l e h :

K A R T O L O

M. 101 84 0049

**JURUSAN MESIN FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS DIPONEGORO
S E M A R A N G
1 9 9 1**





**DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO**

JL. HAYAM WURUK No. 5 - 7 - TELP. 311516 - 517 - TELEX 22315 - SEMARANG

TUGAS SARJANA

Diberikan kepada : K A R T O L O NIM M. 101840049

Dosen pembimbing : Ir. SOEDIONO AM.

Co. pembimbing : Ir. SUDARGANA M.

Judul : PERENCANAAN BELT CONVEYOR DENGAN
KAPASITAS 30 TON PERJAM.

Isi tugas : BAB I. PENDAHULUAN
BAB II. PERENCANAAN BELT CONVEYOR
BAB III. PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI
DAYA
BAB IV. PERENCANAAN STRUKTUR PENUMPU
BAB V. PERENCANAAN PERLENGKAPAN
CONVEYOR

Semarang , 1 Februari 1991

Dosen pembimbing,

Ir. SOEDIONO AM.

NIP.. 130444306



**DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS DIPONEGORO**

JL. HAYAM WURUK No. 5 - 7 - TELP. 311516 - 517 - TELEX 22315 - SEMARANG

HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Sarjana ini telah dikoreksi dan disyahkan oleh dosen pembimbing pada :

Hari : Sabtu

Tanggal : 1 Juni 1991

Dosen Pembimbing,

Ir. SOEDIONO AM.

NIP. 130444306

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas segala rohmat dan karunia-NYA, hingga tugas sarjana ini dapat penulis selesaikan.

Tugas sarjana ini disusun untuk memenuhi syarat dalam menempuh ujian sarjana pada Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Diponegoro.

Dengan selesainya tugas ini, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar - besarnya kepada semua pihak yang telah membantu, terutama kepada :

- Bapak Ir. Soediono AM, selaku dosen pembimbing, yang telah banyak memberikan bimbingan, petunjuk, saran-saran, serta dorongan semangat yang sangat berharga selama penyusunan tugas ini.
- Bapak Ir. M. Sudargana, selaku Co. pembimbing, yang telah banyak memberikan ~~basukan~~ serta dorongan semangat, sehingga tugas ini dapat terselesaikan.
- Seluruh staf dosen Jurusan Mesin Universitas Diponegoro, yang telah mendidik penulis selama duduk di bangku kuliah.
- Sahabat - sahabat dari jurusan Mesin UNDIP serta semua pihak yang telah membantu baik secara moril maupun spirituil.
- Segenap anggota keluarga tercinta atas do'a dan pengorbanan yang selama ini diberikan.

Penulis menyadari sepenuhnya, bahwa tugas sarjana ini masih jauh dari sempurna. Walaupun demikian penulis berha-

rap semoga tugas ini dapat bermanfaat bagi kita semua, khususnya almamater tercinta dan pembaca pada umumnya.

Semarang, april 1991

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN TUGAS SARJANA	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI	v
DAFTAR TABEL	vi
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR ISTILAH	viii
 BAB I. PENDAHULUAN	 1
1.1. Latar belakang	1
1.2. Kriteria perencanaan	3
1.3. Klafisikasi conveyor	6
1.3.1. Conveyor yang menggunakan pulley	 6
1.3.2. Conveyor tanpa menggunakan pulley	 7
1.4. Spesifikasi Belt Conveyor	8
1.4.1. Kecepatan dan kapasitas conveyor	 8
1.4.2. Kemiringan Belt Conveyor	8
1.4.3. Jenis - jenis Belt Conveyor	 9
1.4.3.1. Arah lintasan Conveyor	 10

1.4.3.2. Cara memindahkan beban	
1.4.3.3. Jenis sabuk	10
1.4.3.4. Komponen penarik	
Belt	11
1.4.3.5. Jumlah pulley	
penggerak	12
1.4.4. Kelebihan dan kekurangan	
Belt Conveyor	13
1.5. Elemen - elemen Utama Belt	
Conveyor	13
1.5.1. Sabuk	15
1.5.2. Pulley	16
1.5.3. Idler Roll	17
1.5.4. Sistem Penggerak.....	19
1.5.5. Pengencangan Sabuk	21
1.5.6. Frame	21
1.5.7. Pembersih sabuk	22
BAB II. PERENCANAAN BELT CONVEYOR	24
2.1. Proses pengangkutan kertas	24
2.2. Perencanaan Belt Conveyor	24
2.2.1. Data Perencanaan	25
2.2.2. Perencanaan Sabuk	25
2.2.3. Beban - Beban yang Diterima	
Sabuk	28
2.2.4. Distribusi Tegangan Tarik	
di Sepanjang Sabuk Belt	
Conveyor	33

2.2.5. Pemeriksaan Kekuatan Sabuk	34
2.2.6. Pemeriksaan jumlah Lapisan Sabuk	35
2.2.7. Perencanaan Roller Idler	35
2.2.8. Pemilihan Bantalan Roller Idler	41
2.2.9. Perencanaan Pulley	42
2.2.10. Pemeriksaan Kekuatan Pulley	44
2.2.11. Daya Motor Penggerak	46
2.2.12. Perencanaan Take Up	46
2.3. Perencanaan Roller Conveyor	47
2.3.1. Bagian - Bagian Utama Belt Conveyor	47
2.3.1.1. Roller	47
2.3.1.2. Frame	49
2.3.2. Perhitungan Roller Conveyor	49
2.3.2.1. Diameter Poros Roller	49
2.3.2.2. Umur Bantalan	50
BAB III PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI DAYA	52
3.1. Pemilihan Motor Penggerak	53
3.2. Perencanaan Kopling Gesek	55
3.2.1. Teori Dasar	55
3.2.2. Perhitungan Kopling	58
3.2.2.1. Perhitungan Plat Gesek ..	58
3.2.2.2. Perhitungan Pegas Piringan	60
3.2.2.3. Perhitungan Pegas Kopling	63

3.3. Perencanaan Transmisi Roda Gigi	65
3.3.1. Transmisi Tingkat Pertama	66
3.3.2. Transmisi Tingkat Kedua	75
3.4. Perencanaan Poros Transmisi	76
3.4.1. Perencanaan Poros Input	77
3.4.1.1. Perencanaan Splines ...	79
3.4.2. Perencanaan Poros Antara	80
3.4.3. Perencanaan Poros Out put	82
3.5. Perencanaan Pasak	83
3.6. Perencanaan Kopling Flens	84
3.7. Perencanaan Bantalan Poros Transmisi ..	86
3.8. Pemeriksaan Momen Start Motor Penggerak	88
3.9. Perencanaan Roda Genewa	91
BAB IV PERENCANAAN STRUKTUR PENUMPUN	93
4.1. Perencanaan Struktur Belt Conveyor	94
4.1.1. Perencanaan Batang Penumpu Roller Idler	94
4.1.2. Perencanaan Batang Melintang	97
4.1.3. Perencanaan Batang Penumpu Return Roller Idler	98
4.1.4. Perencanaan Batang Tegak	100
4.1.5. Pemeriksaan Terhadap Buckling ...	102
4.2. Perencanaan Struktur Roller Conveyor ...	103
4.2.1. Perencanaan Batang Memanjang	104
4.2.2. Perencanaan batang Tegak	105
4.2.3. Pemeriksaan Terhadap Tekukan	107
4.3. Perencanaan Sambungan Rangka	107

4.3.1. Sambungan Rangka Belt Conveyor	107
4.3.1.1. Sambungan Pada Batang	
Penumpu Roller Idler	107
4.3.1.2. Sambungan Pada Batang	
Penumpu Return Roller	
Idler	109
4.3.2. Sambungan Rangka Roller Conveyor	110
BAB V PERENCANAAN PERLENGKAPAN CONVEYOR	113
5.1. Rope dan Pulley	113
5.2. Perencanaan Batang Pengunci	115
5.3. Perencanaan Cams	115
5.3.1. Pembentukan Profil Cams	116

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 2-1. Tebal cover untuk textil belt	
yang dilapis dengan karet	27
Tabel 2-2. Faktor tahanan idler pada bantalan	29
Tabel 2-3. Faktor keamanan untuk pemilihan	
jumlah lapisan sabuk	35
Tabel 2-4. Karakteristik Unpowered Conveyor Roller ..	49
Tabel 3-1. Laju keausan permukaan plat gesek	60
Tabel 3-2. Faktor distribusi muatan	71

D A F T A R G A M B A R

	Halaman
Gambar. 1.1 Diagram aliran proses produksi.....	3
Gambar. 1.2a Beban Kontinu.....	10
Gambar. 1.2b Beban terputus - putus.....	10
Gambar. 1.2c Chain-belt conveyor.....	11
Gambar. 1.2d Rope-belt conveyor.....	12
Gambar. 1.3 a. Single-pulley drive.....	12
b. Multiple-pulley drive.	
Gambar. 1.4 Kontruksi Belt Conveyor.....	14
Gambar. 1.5a Penampang sabuk yang terdiri dari top cover -1, carcass-2 dan bottom cover -3.....	15
Gambar. 1.5b Cara penyambungan sabuk yang benar.....	16
Gambar. 1.5c Penampang pulley.....	17
Gambar. 1.6 Susunan Roller idler.	
a. Tronghed roller idler.	
b. Flat roller idler.....	18
Gambar. 1.7 Sistem transmisi daya penggerak.....	20
Gambar. 1.8 a. Jokey pulley.	
b. Pulley majemuk.....	20
Gambar. 1.9 Berbagai cara pengencangan sabuk.....	21
Gambar. 1.10 Penampang rangka penumpu.....	22
Gambar. 1.11 Sikat pembersih sabuk.....	23
Gambar. 2.1 Seketsa belt conveyor.....	25
Gambar. 2.2 Dimensi sabuk.....	25
Gambar. 2.3 Penampang sabuk.....	26
Gambar. 2.4 Tahanan sabuk.....	28
Gambar. 2.5 Tahanan pada bagian lengkung sabuk.....	29

Gambar. 2.6	Tegangan pada sabuk.....	30
Gambar. 2.7	Distribusi tegangan tarik disepanjang sabuk.	34
Gambar. 2.8	Dimensi roller idler.....	36
Gambar. 2.9	Konstruksi roller idler.....	36
Gambar. 2.10	Penempatan roller idler.....	36
Gambar. 2.11	Distribusi beban pada roller.....	38
Gambar. 2.12	Penampang bearing.....	41
Gambar. 2.13	Konstruksi pulley.....	43
Gambar. 2.14	Penampang roller	
	a. Heavy type.	
	b. Extra-heavy type.....	43
Gambar. 3.1	Sistem transmisi daya.....	53
Gambar. 3.2	Karakteristik motor listrik AC.....	53
Gambar. 3.3	Prinsip kerja kopling gesek.....	55
Gambar. 3.4	Hubungan antara momen M_t , M_h dan M_p terhadap putaran n dan terhadap waktu t	57
Gambar. 3.5	Penampang pegas piringan.....	61
Gambar. 3.6	Susunan roda gigi transmisi.....	66
Gambar. 3.7	Transmisi roda gigi tingkat pertama.....	66
Gambar. 3.8	Transmisi tingkat kedua.....	76
Gambar. 3.9	Beban pada poros input.....	77
Gambar. 3.10	Beban - beban pada poros antara.....	80
Gambar. 3.11	Penampang kopling flem.....	84
Gambar. 3.12	Roda genewa.....	91
Gambar. 4.1	Struktur penumpu belt conveyor.....	93
	a. Penampang memanjang.	
	b. Penampang melintang.	
Gambar. 4.2	Propil batang rangka penumpu roller.....	95

Gambar. 4.3	Reaksi tumpuan.	95
Gambar. 4.4	Propil batang melintang.	97
Gambar. 4.5	Reaksi tumpuan.	98
Gambar. 4.6	Reaksi tumpuan.	99
Gambar. 4.7	Gaya pada batang tegak.	100
Gambar. 4.8	Propil batang tegak.	101
Gambar. 4.9	Penampang roller conveyer.	103
	a. Penampang memanjang.	
	b. Penampang melintang.	
Gambar. 4.10	Diagram momen batang.	105
Gambar. 4.11	Penampang sambungan	107
Gambar. 4.12	Bentuk sambungan	109
Gambar. 4.13	Penampang sambungan rangka roller conveyer .	111
Gambar. 5.1	Penampang batang pengunci	115
Gambar. 5.2	Cams	115
Gambar. 5.3	Profil Cams	117

Daftar Istilah Yang Dipergunakan

Notasi	Maksud	Satuan
A	= Luasan	mm
B _()	= Lebar	mm
	= Intensitas beban roda gigi	Kg/mm ²
C	= Beban dasar bantalan	Kg
D _()	= Diameter	mm
E	= Elastisitas bahan	N/mm ²
	= Kerja penghubungan kopling gesek	Kgm/hub
F _()	= Gaya	Kg
G _()	= Berat	Kg
	= Modulus geser	N/mm ²
I	= Momen kelembaman	mm ⁴
K _()	= Kekuatan tarik bahan	Kg/Cm ²
	= Kekuatan tekan terhadap permukaan roda gigi	Kg/mm ²
	= Faktor konsentrasi tegangan	
L _()	= Panjang	mm
	= Umur	jam
M _()	= Momen bending	Kgmm
N	= Daya	HP
P	= Gaya aksi	Kg
	= Tekanan	Kg/mm ²
Q	= Kapasitas angkut Conveyor	Ton perjam
R	= Gaya reaksi	kg
	= Jari - jari pulley	mm

$S_{()}$	=	Faktor keamanan	!
	=	Tegangan sabuk	! Kg
$T_{()}$	=	Tegangan tarik	! Kg/mm ²
U	=	Gaya tangensial roda gigi	! Kg
V	=	Kecepatan linier	! mps
W	=	Tahanan sabuk	! Kg
X	=	Jarak	! m
Z	=	Jumlah kemasan	!
a	=	Jarak	! mm
	=	Konstanta	!
b	=	Lebar	! mm
c	=	Jarak	! mm
d	=	Diameter	! mm
e	=	Konstanta	!
f	=	Koefisien gesek	!
h	=	Tinggi	! mm
i	=	Jumlah lapisan sabuk	!
k	=	Konstanta	!
l	=	Jarak spasi	! mm
n	=	Putaran	! rpm
q	=	Muatan	! Kg
r	=	Jari - jari	! mm
	=	Jarak	! mm
t	=	Tebal	! mm
u	=	Beban	! Kg
v	=	Kecepatan linier	! mps
w'	=	Koefisien tahanan sabuk	!

α	= Sudut kemiringan belt conveyor	!	Derajat
	= Konstanta pegas piringan	!	
β	= Sudut belahan karena momen	!	Derajat
	= Konstanta pegas piringan	!	
θ	= Sudut belahan karena muatan	!	Derajat
μ	= Koefisien gesek sabuk pada pulley	!	
θ	= Sudut lingkup sabuk pada pulley	!	Derajat
δ	= Tebal	!	mm
	= Defleksi pegas piringan	!	mm
	= Faktor koreksi momen girasi	!	
σ	= Tegangan tarik	!	Kg/mm ²
τ	= Tegangan geser	!	Kg/mm ²
γ	= Berat jenis	!	Kg/m ³

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Sejalan dengan perkembangan dan kemajuan teknologi , industri dituntut untuk meningkatkan kemampuan dan kualitas produknya. Untuk meningkatkan kualitas produksi, industri dapat melakukannya dengan menggunakan peralatan canggih serta menambah kemampuan operatornya. Sedangkan untuk meningkatkan kuantitas produksi dapat ditempuh dengan jalan menambah jumlah peralatan dan pekerjanya.

Dewasa ini kebutuhan kertas semakin meningkat. Hampir semua industri membutuhkan kertas untuk melengkapi hasil produknya. Demikian halnya dalam rangka meningkatkan kualitas pendidikan, perlu didukung beberapa sektor yang antara lain pengadaan buku - buku yang mana memerlukan jumlah kertas yang tidak sedikit.

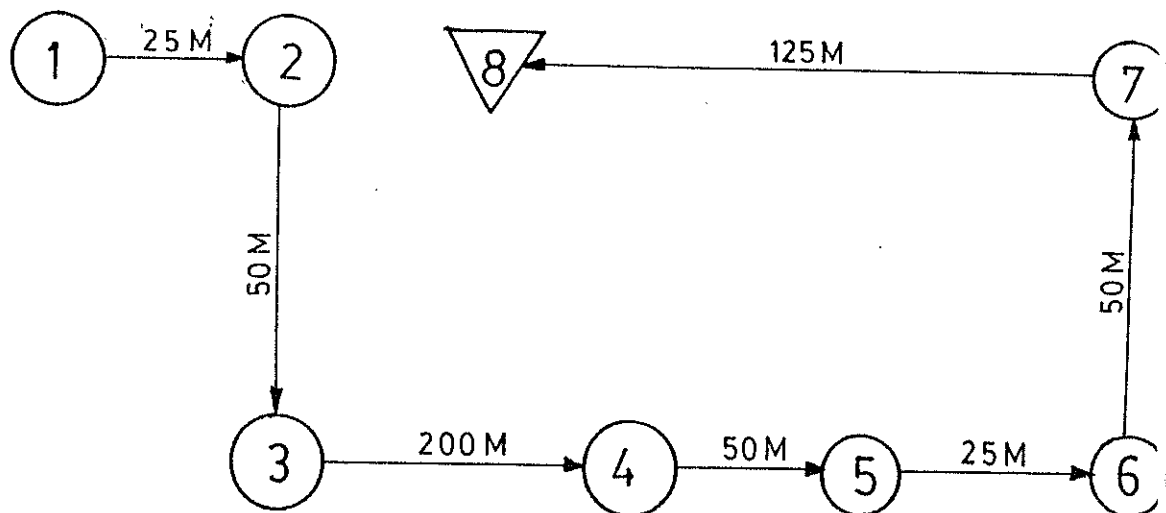
Proses untuk menghasilkan kertas memerlukan beberapa tahapan. Masing - masing tahap membutuhkan waktu yang cukup lama. Apalagi jika diinginkan produk kertas untuk keperluan khusus, seperti halnya kertas berlapis lilin atau kertas bergambar dan lain - lain, diperlukan proses lanjut.

Adapun proses pengerjaan kertas tersebut adalah sebagai berikut :

Kertas bekas yang telah dihancurkan dengan mesin Hidra dan juga bahan - bahan dasar yang diperlukan untuk pembuatan kertas dimasukkan kedalam dapur pemanas yang akan menghasilkan bubur kertas yang memiliki berat je-

nis 40 - 60 lbs/ ft³. Selanjutnya melalui mesin Vibrating Screen, yakni Vibrating Conveyor yang berfungsi sebagai mesin pengayak, serat pulp yang telah ditambah dengan bahan tambahan seperti kaolin, gondorukem, pewarna dan lain - lain dikerinkingkan dan dialirkan dengan ketebalan tertentu menuju ke mesin press untuk diproses sampai menjadi kertas yang diinginkan.

Kertas yang dihasilkan berupa lembaran - lembaran kertas yang sangat panjang. Lembaran kertas tersebut kemudian digulung dengan lebar 110 Cm dan berat mencapai 250 Kg. Produksi yang mampu dihasilkan unit mesin kertas sebesar 300 ton perhari atau 25 ton perjam. Gulungan kertas selanjutnya dibawa ke unit Printing untuk dicetak. Agar kualitas cetakan tetap terjaga, maka kertas yang telah dicetak dimasukkan ke unit Coating untuk dilapis dengan mesin Wax (pelapis lilin) atau lapisan pelindung lainnya. Selanjutnya dibawa menuju ke unit potong. Disini kertas dikerjakan dengan mesin shatter yaitu mesin pemotong kertas yang berbentuk roll yang berputar. Ukuran potongan kertas dapat bervariasi sesuai dengan pisau yang dipergunakan. Dari unit potong kertas dimasukkan ke unit packaging untuk dikemas. Kemasan kertas yang mencapai berat 20 Kg selanjutnya dibawa ke gudang untuk dikirim ke pabrik. Adapun secara keseluruhan jalannya proses produksi dapat dilihat dari diagram aliran proses produksi pada gambar 1.1.



Gambar 1.1 Diagram aliran proses produksi.

Keterangan :

- 1.. Mesin Hidra.
- 2.. Dapur Pemanas.
- 3.. Unit Kertas.
- 4.. Unit Printing.
- 5.. Unit Coating.
- 6.. Unit Potong.
- 7.. Unit Packaging.
- 8.. Gudang.

1.2. Kriteria Perencanaan

Untuk mendukung aktivitas industri diperlukan beberapa peralatan tambahan guna memperlancar proses produksi . Peralatan bantu yang keberadaannya sangat diperlukan adalah

sarana transportasi. Kurangnya sarana transportasi akan menghambat jalannya proses produksi. Untuk itu eksistensi sarana transportasi mutlak diperlukan.

Tidak semua jenis pesawat pengangkut dapat dipergunakan untuk mendukung lancarnya aktivitas industri. Pemilihan dan penggunaan jenis pesawat tersebut harus disesuaikan dengan kebutuhan.

Ada beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam memilih dan menggunakan pesawat pengangkut, antara lain :

a. Faktor Ekonomis

- biaya pengadaan pesawat.
- biaya operasi.
- biaya perawatan.

b. Kondisi Pabrik

- luas ruangan.
- letak mesin dan alur proses produksi.
- kondisi operasi.

c. Karakteristik Beban Muatan

- beban curah yaitu material yang terdiri dari jenis yang sama dengan ukuran relatif kecil.
- beban unit yaitu beban yang terdiri dari jenis dan berat yang tidak seragam.
- berat jenis beban.
- mobilitas muatan.
- sifat khusus lainnya seperti mudah robek (pecah), mudah terbakar dan lain-lain.

d. Spesifikasi Pesawat Pengangkut

Setiap jenis pesawat memiliki spesifikasi tertentu,sebagai contoh :

1. Crane, cocok dipergunakan apabila :

- beban muatan berupa unit load.
- jarak pemindahan beban tidak kontinyu.
- ruangan pabrik cukup besar.

2. Forklift, dipergunakan untuk :

- memindahkan unit muatan.
- jarak pemindahan sedang sampai jauh.
- pemindahan barang tidak kontinyu.

3. Conveyor, sesuai untuk kondisi operasi :

- beban angkut dapat material curah maupun unit load.
- pemindahan barang dapat dilakukan secara kontinyu.
- kapasitas angkut cukup besar.
- jarak pemindahan dekat maupun jauh.
- lintasan tetap.

Sesuai dengan kondisi dan lingkungan pabrik kertas, serta berdasarkan pertimbangan spesifikasi masing-masing pesawat pengangkut (material handling) yang ada, maka yang paling sesuai dipergunakan untuk memindahkan kertas dari unit yang satu ke unit lain adalah jenis Conveyor.

Sistem conveyor yang akan direncanakan meliputi belt conveyor untuk mengangkut kertas dari mesin shatter ke unit Packaging, dan Roller conveyor untuk mengangkut gulungan ke

tas dari unit coating ke unit potong. Sedangkan untuk mengangkut kertas dari unit packaging ke gudang dipergunakan forklift. Kondisi pengoperasian sistem belt conveyor yang direncanakan, sesuai dengan pemakaiannya memiliki gerakan periodik dengan delay time selama 0,40 detik. Pada saat conveyor berhenti itulah dilakukan proses pengepakan kertas.

1.3. Klasifikasi Conveyor

Ada beberapa jenis conveyor yang menurut konstruksinya dibedakan menjadi dua golongan utama, yaitu :

1.3.1. Conveyor yang menggunakan pulley

yang termasuk jenis ini antara lain :

a. Belt Conveyor.

- muatan berupa material curah maupun unit load.
- daya penggerak relatif kecil.
- kapasitas angkut cukup besar.
- biaya operasi dan perawatan murah.
- konstruksi sederhana.
- relatif aman terhadap breakdown.
- selama operasi tidak terlalu bising.

b. Escalator.

- biasanya dipergunakan untuk memindahkan manusia, sehingga tidak dapat dipergunakan untuk material curah.
- biaya pembuatan dan operasi cukup besar.

- kapasitas angkut relatif kecil.
- kecepatan pengangkutan rendah. (0,4 - 0,9)mps.

c. Overhead Conveyor.

- beban berupa unit muatan.
- biaya pembuatan dan perawatan mahal.
- kapasitas pengangkutan tertentu.
- konstruksinya rumit.

1.3.2. Conveyor tanpa menggunakan pulley

Yang termasuk jenis ini adalah :

a. Screw Conveyor.

- hanya dipergunakan untuk beban curah.
- biaya pembuatan dan perawatan mahal.
- kapasitas pengangkutan tertentu.
- konstruksinya rumit.

b. Oscilating Conveyor.

- dipergunakan untuk keperluan khusus.
- kapasitas angkut relatif kecil.
- biaya perawatan dan pembuatan besar.
- konstruksinya rumit.

c. Roller Conveyor.

- dipergunakan untuk unit beban.
- kapasitas angkut relatif kecil.
- untuk muatan jenis tertentu kurang aman.

Dari uraian diatas dapat disimpulkan bahwa :

- Untuk pengangkutan kertas, yang paling sesuai adalah jenis belt conveyor.
- Conveyor yang direncanakan adalah jenis flat belt conveyor.

1.4. Spesifikasi Belt Conveyor

Belt conveyor merupakan alat transportasi material secara mekanis yang memiliki arah lintasan horizontal, miring atau kombinasi dari keduanya yang terdiri dari sabuk yang bertumpu pada beberapa roller dan pulley, sebagai penggerak.

1.4.1. Kecepatan dan Kapasitas Belt Conveyor

Kecepatan dan kapasitas belt conveyor tergantung dari jenis material yang dipindahkan serta dimensi sabuk yang dipergunakan. Bahan-bahan yang tidak mudah rusak dan memiliki berat jenis yang cukup besar dapat diangkut dengan kecepatan tinggi.

Untuk kapasitas pengangkutan tertentu dapat dipilih kecepatan dan lebar sabuk yang tepat. Semakin lebar sabuk, semakin besar kapasitasnya. Pada perencanaan conveyor, biasanya dipilih kecepatan rendah dengan lebar sabuk yang lebih besar, mengingat faktor dinamis yang timbul pada kecepatan tinggi yang mengakibatkan impact dan gaya inersia terhadap muatan yang dapat merusak bahan.

1.4.2. Kemiringan Belt Conveyor

Belt conveyor dapat dipergunakan untuk membawa muatan

dalam arah horizontal dan miring (arah mendaki maupun menurun). Besarnya sudut tanjakan maksimum tergantung dari sifat bahan yang diangkut. Semakin besar gaya gesek yang terjadi antara sabuk dengan muatan, semakin tinggi sudut tanjakan maksimumnya.

1.4.3. Jenis - jenis Belt Conveyor.

Belt conveyor dapat dicirikan dengan adanya sabuk atau kawat baja yang berputar melingkari pulley penggerak dan didukung beberapa roll yang ditumpu oleh suatu struktur. Pengelompokan belt conveyor dapat dilakukan dari beberapa segi yaitu, arah lintasan, jumlah pulley penggerak, jenis sabuk dan lain-lain.

1.4.3.1. Arah Lintasan Conveyor

Belt conveyor dapat memiliki arah gerak yang bermacam-macam, yaitu :

- a. horizontal.
- b. miring.
- c. kombinasi a dan b.

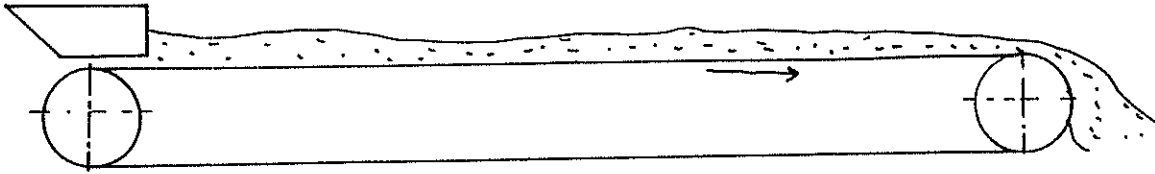
1.4.3.2. Cara memindahkan Beban

Ditinjau dari caranya mengangkut muatan, belt conveyor dibagi atas dua kelompok, yaitu kontinu dan terputus-putus.

- a. Pengangkutan beban secara kontinu.

Untuk memindahkan muatan yang berupa material curah dapat dilakukan secara kontinu, dengan kapasitas dan kecepatan yang tetap. Sehingga distribusi muatan pada elemen

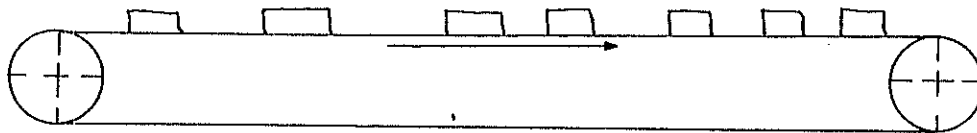
pengangkut terbagi secara merata..



Gambar 1.2a. Beban kontinu..

b. Beban dipindahkan secara terputus-putus..

Untuk mengangkut beban yang berupa unit muatan seperti, balok, peti kemas dan sebagainya, biasanya dilakukan secara terputus - putus. Sehingga distribusi muatan pada elemen - elemen pengangkut tidak merata.



Gambar 1.2b. Beban terputus - putus.

1.4.3.3. Jenis Sabuk

Sabuk untuk belt conveyor yang dipergunakan sebagai penumpu beban, dapat dibuat dari bahan tekstil (textile belt) atau logam (metal belt).. Kawat baja yang dianyam dengan bentuk dan ukuran tertentu dapat dipergunakan sebagai sabuk (steel wire belt). Conveyor tipe ini dipergunakan untuk keperluan khusus dengan kondisi operasi yang tertentu.

Belt conveyor yang paling banyak dipergunakan saat ini

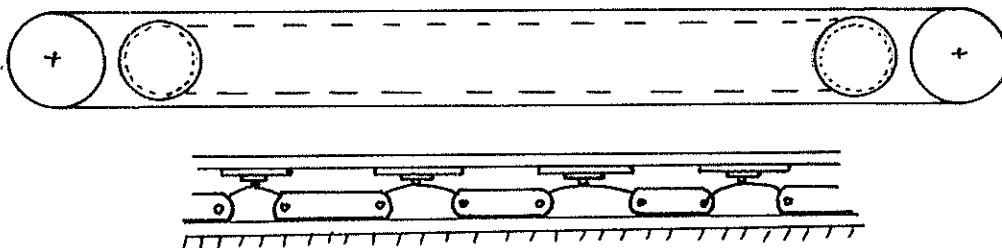
adalah yang memiliki sabuk yang terdiri dari beberapa lapisan katun dan karet. Permukaan sabuk yang terbuat dari karet berfungsi untuk melindungi keausan dan memberikan gesekan yang cukup antara sabuk dengan pulley dan roll, sehingga belt dapat digerakkan. Jumlah lapisan katun tergantung dari lebar sabuk dan kapasitas muatan. Semakin panjang lintasan belt conveyor dan semakin besar kapasitasnya, jumlah lapisan katun yang dipergunakan semakin banyak.

1.4.3.4. Komponen Pematik Belt

Apabila diinginkan conveyor yang memiliki kecepatan pengangkutan yang tinggi dan harga sabuk yang murah, dapat dirancang dengan menggunakan jenis pemarik belt khusus. Ditinjau dari komponen pemarik beban, belt conveyor dibedakan menjadi dua, yaitu :

a. Chain - Belt Conveyor.

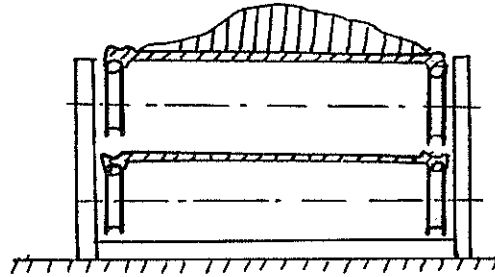
Jenis ini menggunakan rantai untuk memarik beban.



Gambar 1.2c. Chain-belt conveyor.

b. Rope - Belt Conveyor.

Untuk memindahkan beban yang berada diatas sabuk, dipergunakan tali yang memutar belt.



Gambar 1.2d. Rope-belt conveyor.

1.4.3.5. Jumlah Pulley Penggerak

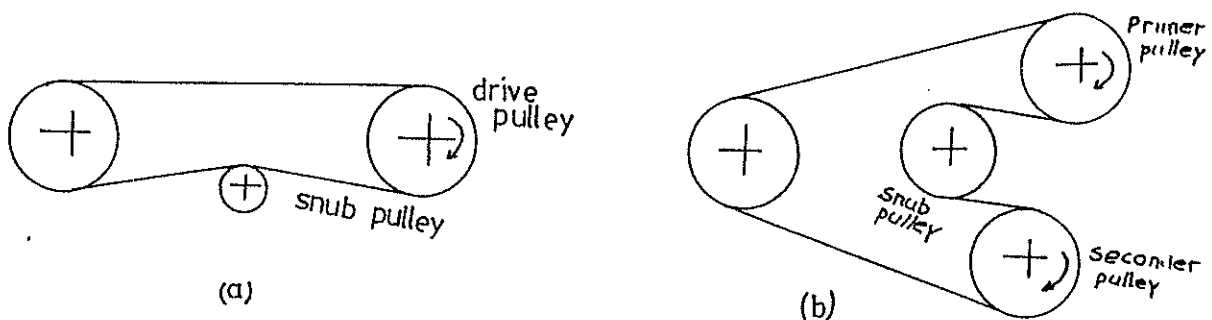
Ditinjau dari banyaknya pulley yang dipergunakan sebagai penggerak, belt conveyor dibedakan menjadi dua, yaitu:

a. Single - Pulley Drive.

Yaitu belt conveyor yang memiliki sebuah pulley penggerak.

b. Multiple - Pulley Drive.

Yaitu belt conveyor yang menggunakan lebih dari satu pulley penggerak.



Gambar 1.3. a- Single-pulley drive.

b- Multiple-pulley drive.

1.4.4. Kelebihan dan kekurangan Belt Conveyor

Dibandingkan dengan pesawat pengangkut lainnya, belt conveyor mempunyai beberapa kelebihan dan kekurangan.

Beberapa kelebihan yang dimiliki oleh belt conveyor antara lain :

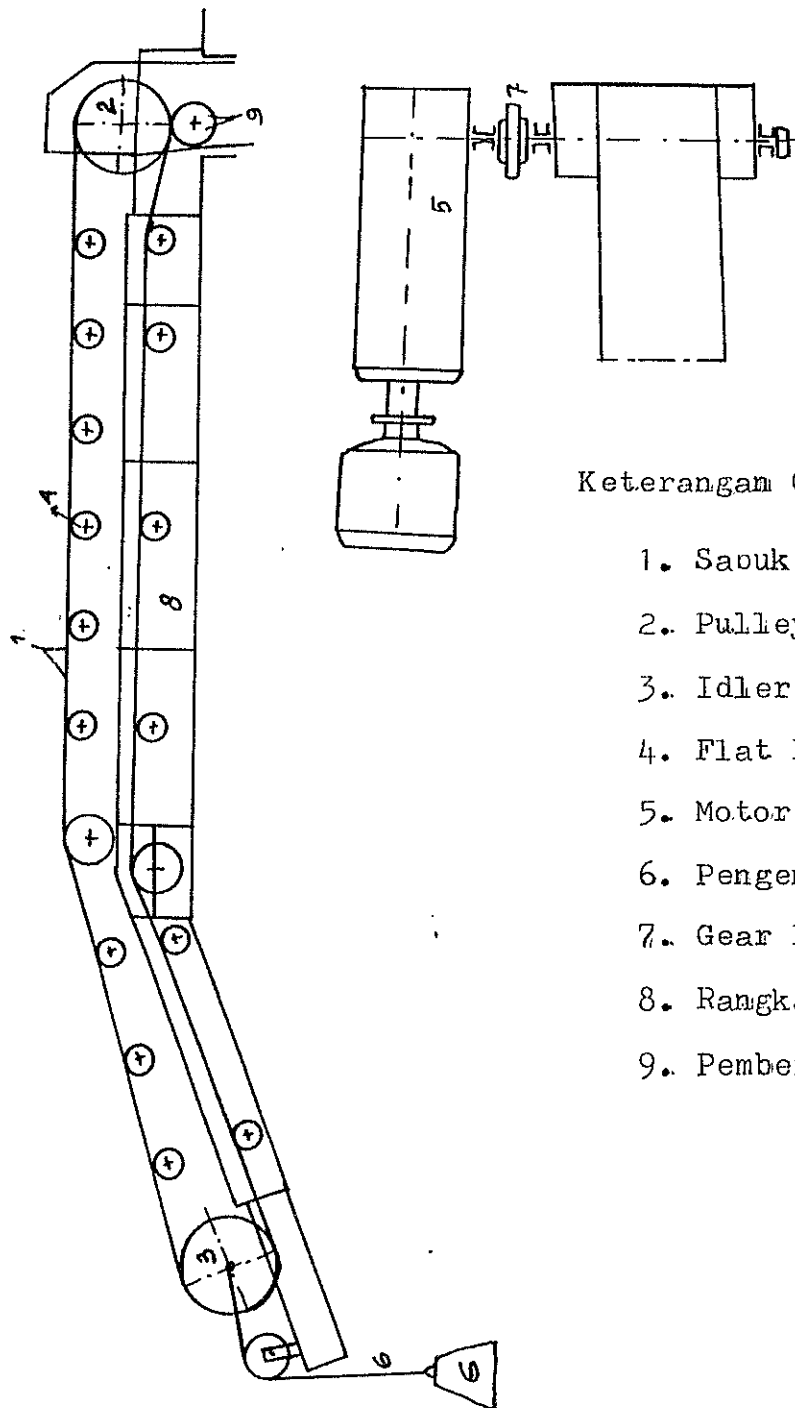
- Aliran pengangkutan beban kontinu.
- kapasitas angkutnya besar.
- Daya penggerak yang diperlukan relatif kecil.
- Biaya perawatan dan operasi murah.
- konstruksinya sederhana.
- Relatif aman terhadap break down.
- Tidak menimbulkan polusi.

Sedangkan kelemahan yang dimilikinya adalah :

- Diperlukan modal awal yang besar untuk membangun instalasinya.
- Jarak pengangkutan terbatas.
- Beban tidak dapat diturunkan pada sembarang tempat, tanpa bantuan alat khusus.
- Memerlukan perawatan yang kontinu.
- Memiliki lintasan yang tetap.

1.5. Elemen -elemen Utama Belt Conveyor

Elemen - elemen utama dari suatu sistem belt conveyor dapat dilihat pada gambar 1.4.



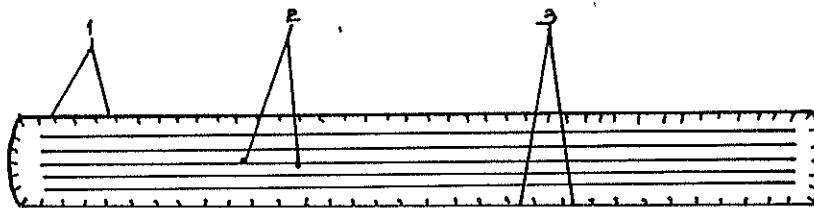
Keterangan Gambar :

1. Sapuk
2. Pulley Penggerak
3. Idler Pulley
4. Flat Roller Idler
5. Motor Penggerak
6. Pengencang sabuk
7. Gear Box
8. Rangka Penumpu
9. Pembersih Sabuk

Gambar 1.4. Konstruksi Belt Conveyor.

1.5.1. Sabuk

Sabuk merupakan elemen terpenting pada sistem belt conveyor. Secara umum sabuk terdiri dari tiga bagian utama yaitu, lapisan atas (top cover), kakas (carcass) dan lapisan bawah (bottom cover). Lapisan sabuk berfungsi untuk melindungi kakas dari keausan dan kerusakan selama operasi. Kakas berfungsi untuk meneruskan tegangan pada sabuk saat start dan selama memindahkan muatan. Selain itu, kakas juga dapat menyerap gaya impact beban akibat kecepatan sabuk sehingga tetap stabil. Sabuk yang baik harus memiliki kekuatan yang tinggi, ringan, higroskopis yang tinggi, fleksibel serta tahan lama. Ditinjau dari persyaratan ini, maka sabuk yang terdiri dari beberapa lapisan katun dan karet merupakan jenis yang terbaik.



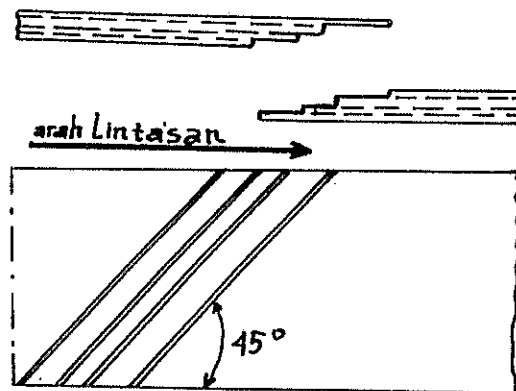
Gambar 1.5a. Penampang sabuk yang terdiri dari
top cover -1, carcass -2 dan bottom cover -3

Cover sabuk dibuat dari bahan karet, campuran karet atau bahan elastomer. Tebal lapisan pada permukaan atas sabuk yang langsung berhubungan dengan beban lebih besar dari lapisan bawahnya. Sesuai dengan fungsi utamanya, yakni sebagai pelindung kakas, cover harus memiliki ketahanan terhadap keausan, kelembaban serta memberi kekakuan agar sabuk

dapat menahan beban maksimum antara dua roller idler tanpa terjadinya lendutan yang terlalu besar.

Kakas merupakan elemen penegang belt conveyor. Elemen kakas yang baik harus tahan terhadap impact, mampu mendukung muatan serta tahan lama. Kebanyakan kakas dibuat dari beberapa lapis bahan yang ditenun. Ada beberapa tipe tenunan yang umum dijumpai dalam pembuatan kakas, yaitu Plain weave, solid woven weave, straight - warp weave dan woven-cord weave.

Sabuk yang dipergunakan pada belt conveyor sangatlah panjang. Sehingga adanya sambungan tidak dapat dihindari. Ada berbagai cara penyambungan sabuk, tetapi yang paling baik untuk belt conveyor adalah seperti terlihat pada gambar 1.5b.

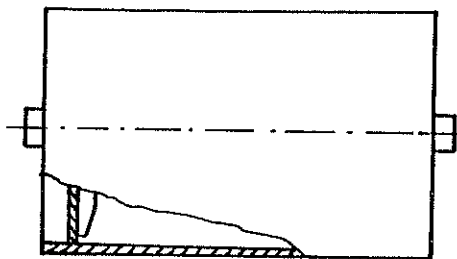


Gambar 1.5b. Cara penyambungan sabuk yang benar.

Dengan memperluas bidang tekan, maka gaya yang mampu ditahan semakin besar. Kekuatan sabuk pada bagian sambungan seperti gambar diatas berkisar antara 80% sampai 85% dari kekuatan sabuk keseluruhan (tabel 24,ref. 4 hal 228, lihat lampiran).

1.5.2. Pulley

Pulley dipergunakan untuk menumpu sabuk pada ujung-ujung conveyor; Pada ujung dimana penggerak diterapkan dipergunakan pulley penggerak, dan pada ujung terminal lainnya ditempatkan idler pulley. Ada berbagai macam tipe pulley, tetapi pada dasarnya konstruksi dari pulley tersebut sama saja kecuali ukurannya yaitu terdiri dari silinder baja atau besi cor yang ditumpu pada poros dan bantalan. Untuk perencanaan belt conveyor dengan kondisi operasi tertentu sebaiknya dipilih tipe pulley yang tepat.



Gambar 1.5c. Penampang pulley.

Selain pulley penggerak dan idler pulley, kadang-kadang juga dipergunakan pulley yang diberi pemberat untuk mengencangkan sabuk. Untuk memperluas bidang gesek antara pulley penggerak dengan sabuk dapat juga dipergunakan Snub pulley.

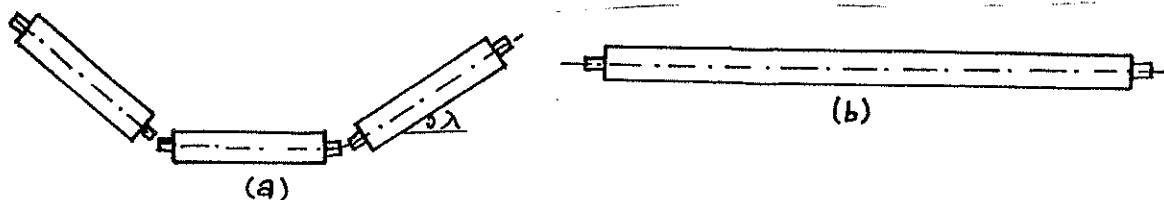
1.5.3. Idler Roll

Roller idler merupakan elemen pendukung sabuk selama proses pengangkutan beban berlangsung. Idler roll biasanya berbentuk silinder yang terbuat dari besi cor, yang berputar pada bantalan bush. Jumlahnya dapat satu, tiga sampai

lima buah roller.

Lebar roller idler ditentukan berdasarkan lebar sabuk yang dipergunakan. Ukuran dan diameternya ditentukan berdasarkan kecepatan dan beban muatan yang diterima. Semakin lebar sabuk yang dipergunakan, semakin panjang pula roller idler, dan semakin tinggi kecepatannya semakin besar diameter roll.

Pada dasarnya terdapat dua macam bentuk susunan dari roller idler, yaitu bentuk flat yang terdiri dari hanya se buah roller saja, dan troughed roller yang dapat terdiri dari tiga atau lima buah roller.



Gambar 1.6 Susunan roller idler.

a- troughed roller idler

b- flat roller idler.

Sudut kemiringan maksimum troughed roller dapat mencapai 45° terhadap horizontal. Akan tetapi untuk mencegah tekukan sabuk yang terlalu tajam umumnya dibatasi berkisar antara 20° sampai 35° .

Jarak antara roller yang satu terhadap lainnya tergantung dari muatan yang diangkut dan kekuatan sabuk. Karena tidak menumpu beban, maka jarak return roller dua kali dari jarak roller bagian atas yang langsung berhubungan dengan beban.

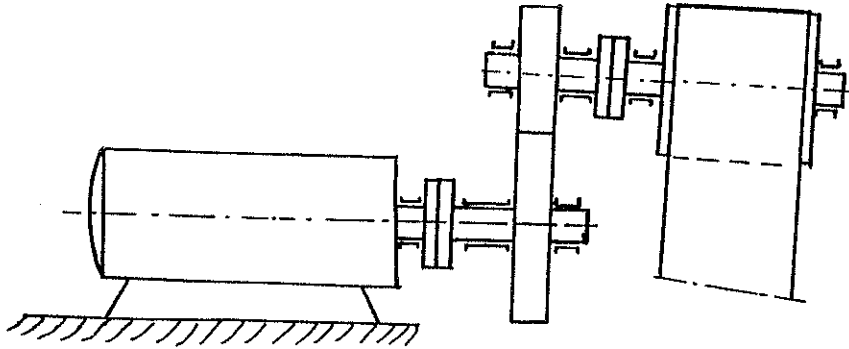
Untuk mencegah melekatnya roller pada poros, dipergunakan bantalan. Pelumasan bantalan ini merupakan hal yang cukup penting diperhatikan. Karena olie dapat merusak sabuk, maka pelumasan dengan menggunakan viscous lubricant lebih disukai.

1.5.4. Sistem Penggerak.

Sumber penggerak yang dipergunakan sebagai penggerak pada umumnya terdiri dari motor listrik induksi yang ditransmisikan ke pulley penggerak melalui suatu susunan roda gigi reduksi. Poros motor listrik dihubungkan dengan sistem transmisi roda gigi melalui kopling fleksibel. Selanjutnya daya dari sistem transmisi roda gigi reduksi diteruskan ke pulley dengan menggunakan kopling tetap.

Sistem penggerak yang ideal untuk belt conveyor adalah drum motor. Pada alat ini motor listrik dan sistem roda gigi reduksi ditempatkan pada bagian dalam drum yang berfungsi sebagai pulley penggerak. Drum motor biasanya memiliki sistem transmisi roda gigi planetary. Keuntungan dari sistem ini adalah ringan dan kompak. Akan tetapi desainnya rumit dan memerlukan pengerjaan yang teliti. Disamping itu pada kondisi pengoperasian dingin atau panas yang terus menerus prestasi drum motor kurang baik (menurun).

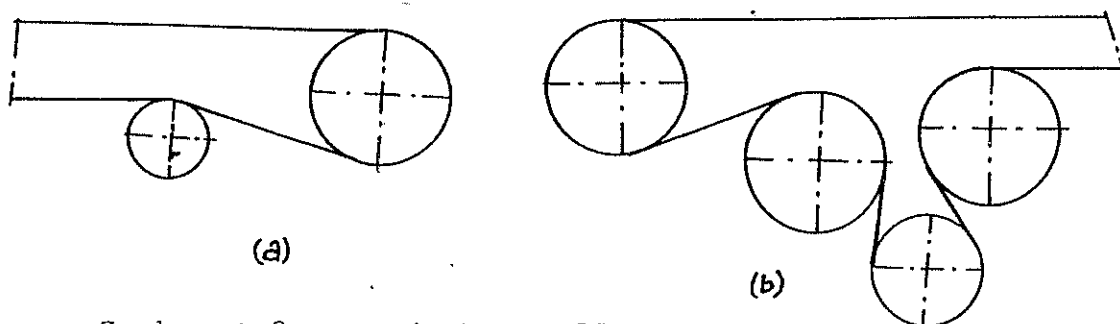
Pada kondisi operasi tertentu dapat direncanakan sistem penggerak yang memungkinkan belt conveyor untuk bergerak bolak-balik, atau dapat juga dipergunakan sebuah motor penggerak untuk menggerakkan dua buah belt conveyor dengan arah gerak yang berlawanan.



Gambar 1.7 Sistem transmisi daya penggerak.

Agar sabuk dapat berputar, maka koefisien gesek antara pulley dan sabuk harus cukup besar. Hal ini dapat dilakukan dengan melapisi pulley dengan semacam karet. Cara lain yang dapat ditempuh adalah dengan memperbesar sudut lintang sabuk pada pulley penggerak sehingga bidang gesek menjadi lebih besar. Metode ini biasanya dilakukan dengan menggunakan pulley majemuk atau jockey pulley (snub pulley). Usaha ini terutama dilakukan pada daerah yang berdebu atau daerah beriklim dingin, dimana kemungkinan terjadi slip cukup besar.

Adapun cara pengaturan sistem pulley majemuk maupun jockey pulley dapat dilihat pada gambar berikut.



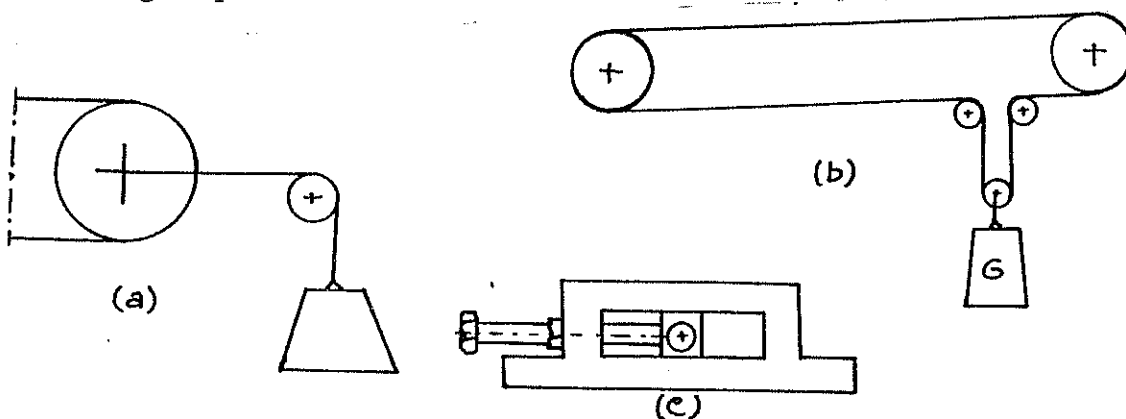
Gambar 1.8. a- jockey pulley.

b- pulley majemuk.

1.5.5. Pengencangan Sabuk

Untuk mencegah lendutan yang berlebihan dan menyesuaikan tegangan yang diperlukan, serta mereduksi regangan yang terjadi dengan tujuan utama agar sabuk dapat terus diputar oleh pulley diperlukan alat bantu yang disebut take up.

Pengencangan pulley dapat dilakukan dengan menarik pulley menjauhi terminalnya dengan peralatan mekanis seperti, pegas, ulir atau dengan menggunakan pemberat yang dihubungkan dengan tali yang berputar pada katrol. Cara lain yang umum dilakukan adalah dengan melilitkan pulley yang dibebani dengan pemberat.

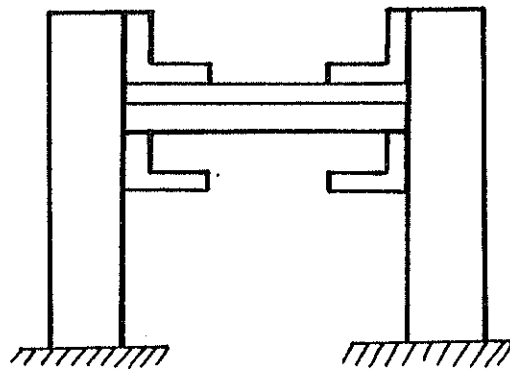


Gambar 1.9. Berbagai cara pengencangan sabuk.

1.5.6. Frame

Rangka penumpu berfungsi untuk tumpuan dari seluruh komponen belt conveyor serta mengarahkan aliran muatannya. Rangka ini terdiri dari batang profil tegak, memanjang dan melintang yang disambung satu sama lainnya dengan menggunakan las atau keling. Untuk menumpu roller idler biasanya

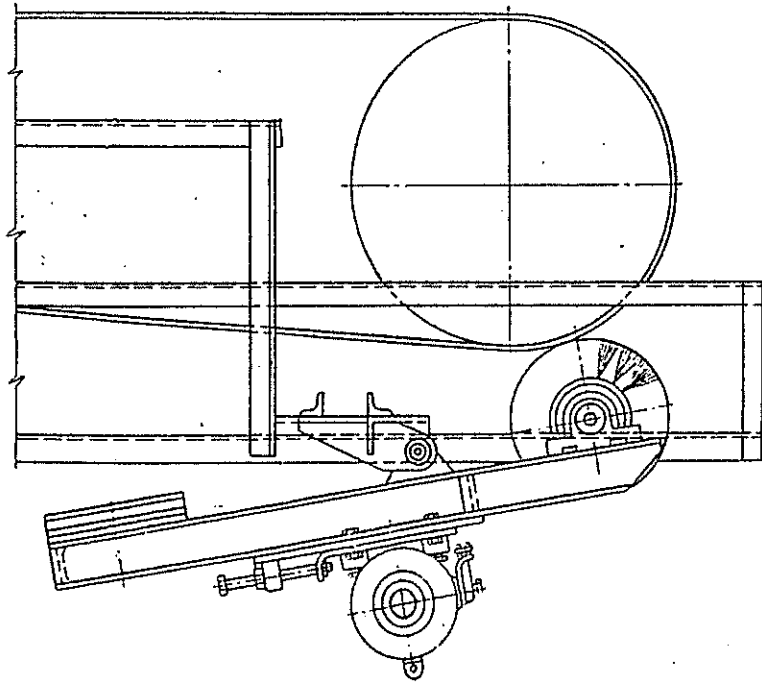
dipergunakan semacam tumpuan yang terbuat dari besi cor dengan bentuk profil L yang dipasangkan pada rangka penumpu dengan menggunakan mur dan baut. Tinggi dari frame pada umumnya 400 sampai 500 mm dengan jarak spasi antara batang penumpu berkisar antara 2 sampai 3,5 meter atau disesuaikan dengan kebutuhan.



Gambar 1.10. Penampang rangka penumpu.

1.5.7. Pembersih Sabuk

Untuk menjaga agar sabuk tetap bersih terbebas dari debu atau sisa - sisa muatan, dipergunakan alat pembersih sabuk. Ada berbagai macam tipe pembersih sabuk yang penggunaannya disesuaikan dengan kondisi operasi. Untuk material yang kering dapat dipergunakan penyapu yang berbentuk plat yang dilapisi dengan karet. Sedangkan untuk bahan - bahan yang basah, biasanya dipergunakan sikat dari serat kapron yang berputar atau dengan menyemprotkan air bertekanan tinggi pada bagian - bagian yang sulit dibersihkan.



Gambar 1.11. Sikat pembersih sabuk.

BAB II

PERENCANAAN CONVEYOR

2.1. Proses Pengangkutan Kertas.

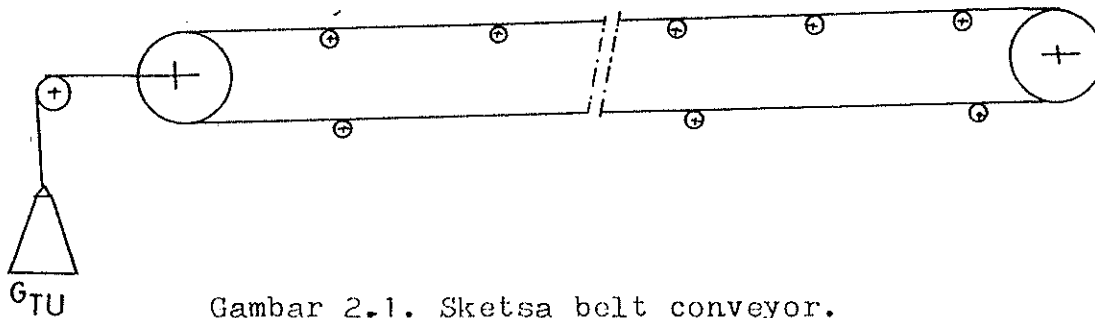
Kertas yang telah selesai diprinting dan diprotect oleh mesin coating, selanjutnya dipotong dengan mesin shatter. Kertas yang dipotong - potong tersebut memiliki ukuran maksimum 80 x 60 Cm.

Setelah mencapai berat 20 Kg, kumpulan potongan - potongan kertas tersebut diangkut dengan menggunakan belt conveyor menuju unit packaging untuk dikemas. Pada saat proses pengepakan berlangsung, gerakan belt conveyor berhenti se-saat. Bersamaan dengan delay time tersebut terjadi perpindahan kertas dari peralatan bantu (station paper) yang bekerja dengan prinsip kesetimbangan massa yang terletak diujung mesin shatter ke belt conveyor. Waktu yang dibutuhkan untuk proses pengepakan adalah 0,4 detik. Indeks gerakan belt conveyor yang direncanakan adalah 4 : 5 . Sehingga setiap kali conveyor bergerak selama 1,6 detik terjadi delay time selama 0,4 detik.

Selanjutnya untuk mengangkut kemasan kertas dari unit packaging ke gudang penampungan dipergunakan Forklift.

2.2. Perencanaan Belt Conveyor

Bentuk dari belt conveyor yang direncanakan memiliki arah lintasan horizontal, seperti terlihat pada gambar 2.1.



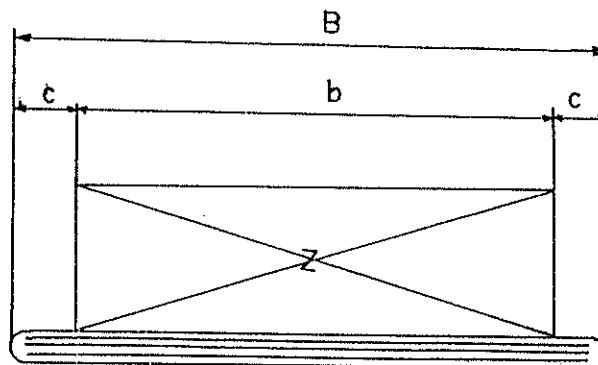
Gambar 2.1. Sketsa belt conveyer.

2.2.1. Data Perencanaan.

- Kapasitas angkut, $Q = 30$ ton perjam.
- Panjang lintasan, $L = 50$ meter.
- Sudut tanjakan, $\alpha = 0^\circ$.
- Kecepatan $V = 0,8$ m/s.
- Berat tiap kemasan, $G = 20$ Kg.

2.2.2. Perencanaan Sabuk.

Sabuk direncanakan ditumpu dengan menggunakan flat roller idler.



Gambar 2.2. Dimensi sabuk.

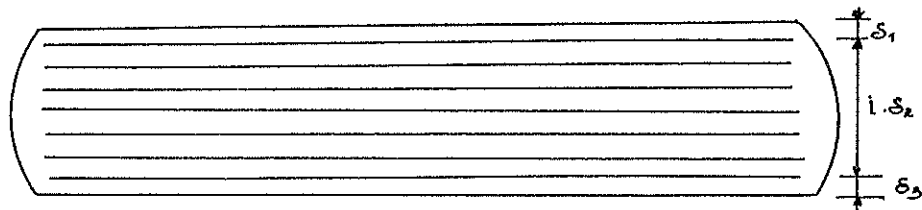
a. Lebar sabuk.

$$B = b + 2 c \quad (II-1)$$

Dimana c berkisar antara 75 sampai 100 mm (referensi 2, halaman 101). Sehingga dipilih lebar sabuk sesuai stan - dart yang ada $B = 762 \text{ mm}$ (30 inch).

b. Berat sabuk.

Pada perencanaan ini, dipilih sabuk yang terbuat dari bahan katun yang mempunyai kekuatan tarik, $K_t = 30 \text{ Kg/Cm}^2$ (ref. 4, hal. 239) dengan cover kualitas I yang terbuat dari bahan karet campuran sintatis.



Gambar 2.3. Penampang sabuk.

- Jumlah lapisan sabuk yang dianjurkan untuk lebar sabuk 800 mm adalah $i = 4$ sampai 8 (tabel .7, lihat lampiran), dipilih $i = 4$.
- Tebal lapisan sabuk, $\delta_2 = 1,25 \text{ mm}$ (ref. 2, hal. 71).
- Tebal lapisan top cover, $\delta_1 = 1,0 \text{ mm}$.
- Tebal lapisan bottom cover, $\delta_3 = 1,0 \text{ mm}$, (tabel 2-1.).
- Tebal sabuk keseluruhan adalah, $\delta_t = \delta_1 + \delta_2 i + \delta_3$
 $= 7,0 \text{ mm}$.

Tabel 2-1 Tebal cover untuk textil belt
yang dilapis dengan karet.

Load characteristics	Material	Cover thickness, mm (see Fig. 32)	
		Loaded side δ_1	Return side δ_2
A. Bulk loads			
Granular and powdered, nonabrasive	Grain, coal dust	1.5	1.0
Fine-grained and small- lumped, abrasive, me- dium and heavy weight ($a' < 60$ mm; $\gamma <$ < 2 tons per cu m)	Sand, foundry sand, ce- ment, crushed stone, coke	1.5 to 3.0	1.0
Medium-lumped, slightly abrasive, medium and heavy weight ($a' < 160$ mm; $\gamma <$ < 2 tons per cu m)	Coal, peat briquettes	3.0	1.0
Ditto, abrasive	Gravel, clinker, stone, ore, rock salt	4.5	1.5
Large-lumped, abrasive, heavy weight ($a' > 160$ mm; $\gamma \geq$ ≥ 2 tons per cu m)	Manganese ore, brown iron ore	6.0	1.5
B. Unit loads			
Light loads in paper and cloth packing	Parcels, packages, books	1.0	1.0
Loads in soft containers	Bags, bales, packs	1.5 to 3.0	1.0
Loads in hard containers weighing up to 15 kg	Boxes, barrels, baskets	1.5 to 3.0	1.0
Ditto weighing over 15 kg		1.5 to 4.5	1.0 to 1.5
Untared loads	Machine parts, ceramic articles, building ele- ments	1.5 to 6.0	1.0 to 1.5

Sumber : Referensi 2 halaman 70 .

Sesuai dengan persamaan 110, referensi 2 berat sabuk
persatuan panjang adalah :

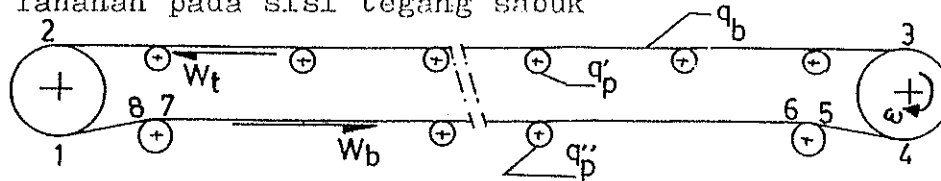
$$\begin{aligned}
 q_p &= 1,1 \cdot B (\lambda_1 + \lambda_2 \cdot 1 + \lambda_3) & (II-2) \\
 &= 1,1 \cdot 0,762 (1,0 + 1,25 \cdot 4 + 1,0) \\
 &= 5,87 \text{ Kg/m.}
 \end{aligned}$$

2.2.3. Beban - Beban Yang Diterima Sabuk

Beban - beban yang diterima oleh sabuk terdiri dari beban yang diangkut, berat sabuk sendiri dan tahanan - tahanan yang terjadi disepanjang sistem belt conveyor.

Tahanan - tahanan yang terjadi pada sistem belt conveyor terdapat pada bagian sisi tegang, bagian lengkung sabuk dan sisi kendornya. Adapun besarnya tahanan - tahanan tersebut dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut.

a. Tahanan pada sisi tegang sabuk



Gambar 2.4. Tahanan sabuk.

$$W_t = (q + q_b + q'_p) L \cdot w' \quad (II-3)$$

Dimana :

q = berat muatan persatuan panjang, Kg/m.

q_b = berat sabuk persatuan panjang, Kg/m.

q'_p = berat bagian roll yang berputar, Kg/m.

L = panjang lintasan conveyor, m.

w' = koefisien tahanan idler roll terhadap bearing.

$$w' = 0,022 \text{ (lihat tabel. 2-2) .}$$

b. Tahanan pada sisi balik sabuk

$$W_b = (q_b + q''_p) L w' \quad (II-4)$$

Dimana q''_p adalah berat idler roll yang berputar pada sisi balik sabuk.

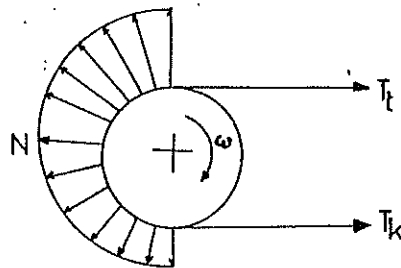
Tabel 2-2 Faktor tahanan idler pada bantalan

Operating conditions	Characteristics of the operating conditions	Factor w' for idlers	
		flat	troughing
Favourable	Operation in clean, dry premises in the absence of abrasive dust	0.018	0.020
Medium	Operation in heated premises in the presence of a limited amount of abrasive dust, normal air humidity	0.022	0.025
Adverse	Operation in unheated premises or out-of-doors; large amount of abrasive dust, excessive moisture or other factors present adversely affecting the operation of the bearings	0.035	0.040

Sumber : Referensi 2 halaman 104 .

c. Tahanan pada lengkung sabuk

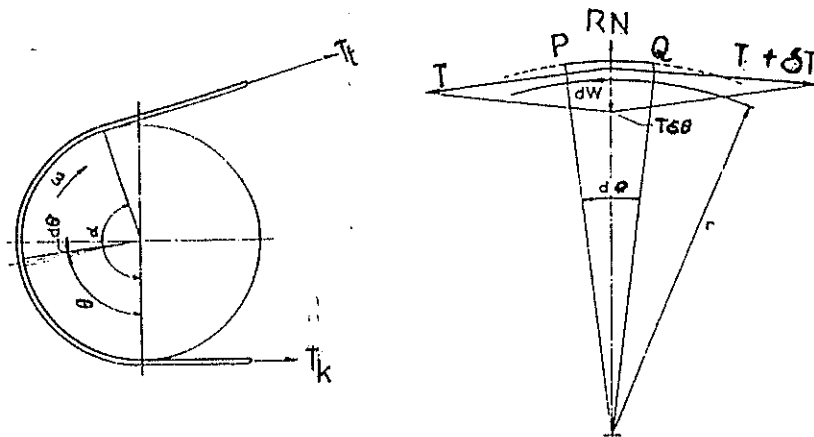
Besarnya tahanan yang terjadi pada saat sabuk melalui pulley merupakan selisih tegangan tarik antara sisi ken-
cang sabuk dengan sisi kendornya.



Gambar 2.5. Tahanan pada bagian lengkung sabuk.

- T_t = tegangan tarik pada sisi tegang sabuk, Kg.
- T_k = tegangan tarik pada sisi kendor sabuk, Kg.
- θ = sudut lingkup sabuk pada pulley, radian.

Rasio tegangan yang terjadi antara kedua sisi pada flat belt dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 2.6. Tegangan pada sabuk.

Untuk elemen sabuk sepanjang P - Q dengan sudut lingkup pada pusat pulley θ , gaya - gaya yang bekerja adalah:

- Tegangan sabuk T pada titik P.
- Tegangan sabuk $T + \delta T$ pada titik Q.
- Gaya normal reaksi RN dan
- Gaya gesek $F = \mu RN$, dimana μ adalah koefisien gesek antara sabuk dengan pulley.

Penjumlahan dari gaya - gaya horizontal menghasilkan :

$$RN = (T + \delta T) \sin \frac{\delta\theta}{2} + T \sin \frac{\delta\theta}{2} \quad (i)$$

untuk harga $\frac{\delta\theta}{2} \ll$, $\sin \frac{\delta\theta}{2} = \frac{\delta\theta}{2}$ sehingga persamaan menjadi

$$\begin{aligned} RN &= (T + \delta T) \frac{\delta\theta}{2} + T \frac{\delta\theta}{2} \\ &= T \delta\theta + \delta T \frac{\delta\theta}{2} \end{aligned}$$

Karena $\delta T \frac{\delta\theta}{2} \ll$ dapat diabaikan, maka :

$$RN = T \delta\theta \quad (ii)$$

Penjumlahan dari gaya - gaya yang bekerja pada arah vertikal diperoleh persamaan :

$$F = (T + \delta T) \cos \frac{\delta\theta}{2} + T \cos \frac{\delta\theta}{2} \quad (iii)$$

untuk $\frac{\delta\theta}{2} \ll \cos \frac{\delta\theta}{2} = 1$ dan $F = \mu \times RN$, Sehingga

$$RN \times \mu = T + \delta T - T \text{ atau } RN = \frac{\delta T}{\mu} \quad (\text{iv})$$

Dengan menggabungkan persamaam (ii) dan (iv) akan didapatkan :

$$T \delta \theta = \frac{\delta T}{\mu} \quad \text{atau} \quad \frac{\delta T}{T} = \mu \cdot \delta \theta$$

Dengan menggunakan integrasi, diperoleh :

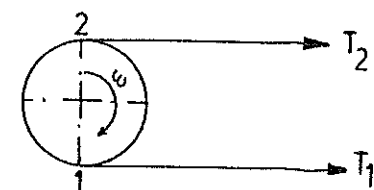
$$\ln \frac{T_t}{T_k} = \mu \cdot \theta \quad \text{atau} \quad T_t = e^{\mu \theta} \cdot T_k \quad (\text{II-5})$$

Besarnya tegangan efektif T_e merupakan selisih antara tegangan pada sisi tegang sabuk dengan tegangan pada sisi kendornya.

$$T_e = T_t - T_k = T_k (e^{\mu \theta} - 1) \quad (\text{II-6})$$

Harga koefisien gesek μ , untuk pulley yang terbuat dari baja atau besi cor dengan bahan sabuk dari katun adalah sebesar $\mu = 0,20$ (tabel.21, lihat lampiran).

Selanjutnya berdasarkan gambar 2.4 tegangan belt conveyor pada titik 1-2 adalah :



$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \cdot e^{\mu \theta} & , \mu &= 0,20 \\ &= 1,87 T_1, & \theta &= \pi \end{aligned}$$

Tahanan sabuk antara titik 2 - 3 .

$$W_{t.2-3} = (q + q_b + q'_p) L \cdot w'$$

$$W_{t.2-3} = (20 + 5,87 + 5,86) 45 \cdot 0,022$$

$$= 31,41 \text{ Kg.}$$

Tegangan tarik pada titik 3 - 4.

$$T_3 = T_2 + W_{t.2-3}$$

$$= 1,87 T_1 + 31,41$$

$$T_3 = T_4 \cdot e^{\mu \cdot \theta} \quad , \mu = 0,30$$

$$T_4 = 0,33 T_3 \quad \theta = 210^\circ.$$

Tahanan sabuk antara titik 4 - 5.

$$W_{k.4-5} = (q_b + q_p'') L \cdot w'$$

$$= (5,87 + 2,93) 0,75 \cdot 0,022$$

$$= 0,15 \text{ Kg.}$$

$$T_5 = T_4 + W_{k.4-5}$$

$$= 0,62 T_1 + 10,52$$

Tegangan sabuk pada titik 5 - 6.

$$T_6 = T_5 \cdot e^{\mu \cdot \theta} \quad , \mu = 0,022$$

$$= 1,04 T_5 \quad \theta = 102^\circ$$

Tahanan antara titik 6 - 7.

$$W_{k.6-7} = (q_b + q_p'') L \cdot w'$$

$$= (5,87 + 2,93) 43,5 \cdot 0,022$$

$$= 8,42 \text{ Kg.}$$

Tegangan tarik sabuk antara titik 7 - 8.

$$\begin{aligned}
T_7 &= T_6 + W_{k.6-7} \\
&= 1,04 T_5 + 8,42 \\
&= 0,65 T_1 + 19,36
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
T_8 &= T_7 \cdot e^{\mu \theta} & , \mu &= 0,022 \\
&= 1,04 T_7 & \theta &= 102^\circ
\end{aligned}$$

Tahanan sabuk antara titik 8 - 1.

$$\begin{aligned}
W_{k.8-1} &= (q_b + q_p'') L \cdot w' \\
&= (5,87 + 2,93) 0,75 \cdot 0,022 \\
&= 0,15 \text{ Kg.}
\end{aligned}$$

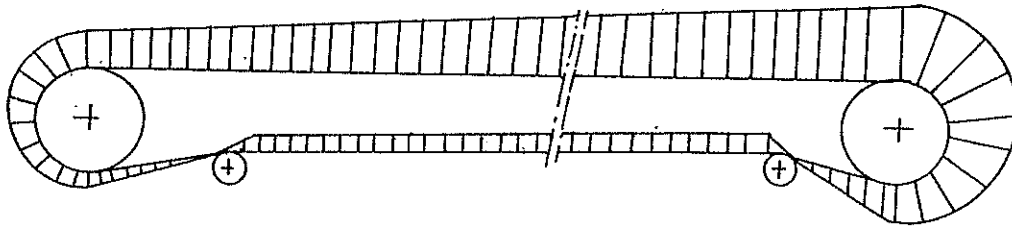
Tegangan tarik sabuk pada titik -1

$$\begin{aligned}
T_1 &= T_8 + W_{k.8-1} \\
&= 0,68 T_1 + 19,51 \\
&= 60,96 \text{ Kg.}
\end{aligned}$$

2.2.4. Distribusi Tegangan Tarik disepanjang Sabuk Belt Conveyor

Setelah tegangan tarik sabuk pada titik -1 diperoleh, maka gaya tarik pada titik - titik lainnya dapat dihitung. Hasil perhitungan secara lengkap beserta distribusi tegangan disepanjang sabuk dapat dilihat pada gambar berikut..

- | | |
|------------------------------|-----------------------------|
| - $T_1 = 60,96 \text{ Kg.}$ | - $T_2 = 114 \text{ Kg.}$ |
| - $T_3 = 145,41 \text{ Kg.}$ | - $T_4 = 47,98 \text{ Kg.}$ |
| - $T_5 = 48,13 \text{ Kg.}$ | - $T_6 = 50,06 \text{ Kg.}$ |
| - $T_7 = 58,48 \text{ Kg.}$ | - $T_8 = 60,81 \text{ Kg.}$ |



Gambar 2.7. Distribusi tegangan tarik disepanjang sabuk.

Dari gambar diatas dapat diketahui bahwa gaya tarik maksimum terjadi pada titik -3, dimana sabuk diputar oleh pulley penggerak yaitu sebesar, $T = 145,41 \text{ Kg}$.

2.2.5. Pemeriksaan Kekuatan Sabuk

Untuk mengetahui kemampuan sabuk dalam mengangkut be-
ban, kekuatan sabuk perlu diperiksa dengan cara menghitung
besarnya faktor keamanan. Menurut persamaan 111, referensi
2, halaman 71 besarnya faktor keamananan adalah :

$$S_f = \frac{K_t \cdot B}{T_{\max.}} \quad (\text{II-7})$$

Dimana :

K_t = Kekuatan tarik sabuk persatuan lebar. Untuk
sabuk dengan bahan katun biasa, $K_t = 30 \text{ Kg/Cm}$.

T_m = Tegangan tarik maksimum yang diterima sabuk.

B = lebar sabuk, 762 mm.

$$\begin{aligned} S_f &= \frac{30 \cdot 76,20}{145,41} \\ &= 15,77 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas terlihat bahwa faktor keamanan sabuk cukup besar. Hal ini berarti sabuk yang dipilih dapat dipergunakan.

2.2.6. Pemeriksaan Jumlah Lapisan Sabuk

Jumlah lapisan sabuk minimum dapat dicari dengan menggunakan persamaan 111, referensi 2.

$$i \geq \frac{k \cdot T_{\max}}{B \cdot K_t} \quad (II-8)$$

Dimana k adalah faktor keamanan yang besarnya tergantung dari jumlah lapisan sabuk. Menurut tabel 2-3, besarnya $k = 9,0$.

Tabel 2-3 . Faktor keamanan untuk pemilihan jumlah lapisan sabuk :

Number of belt plies i	2 to 4	4 to 5	6 to 8	9 to 11	12 to 14
Safety factor k	9	9.5	10	10.5	11.0

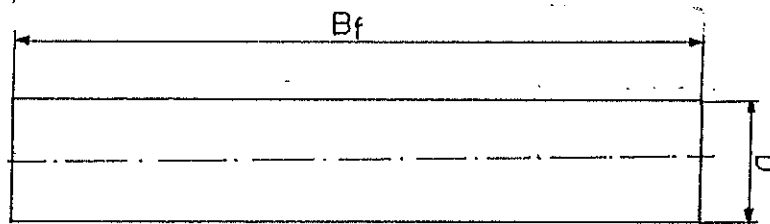
Sehingga jumlah lapisan sabuk minimum adalah :

$$i = \frac{9,0 \cdot 145,41}{30 \cdot 76,20} = 1,0$$

Terlihat bahwa jumlah lapisan sabuk yang dipilih telah memenuhi persyaratan.

2.2.7. Perencanaan Roller Idler

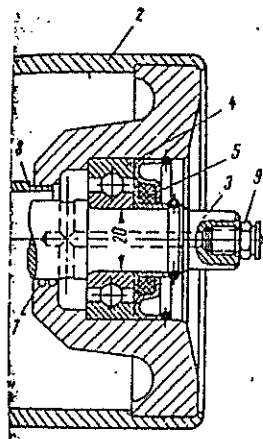
Belt conveyor yang direncanakan untuk mengangkut kertas merupakan jenis flat belt conveyor. Sehingga hanya ada satu jenis idler yang dipergunakan yaitu flat roll idler .



Gambar 2.8 Dimensi roller idler.

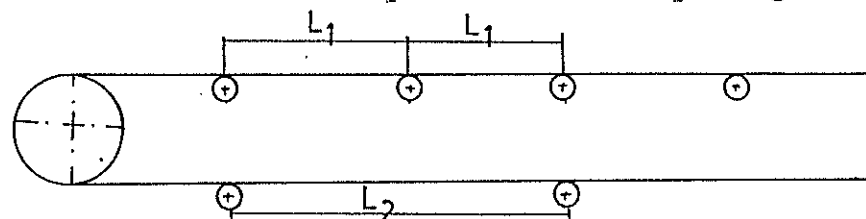
Menurut referensi 2, halaman 76 dianjurkan untuk lebar belt 400 - 800 mm, diameter roller, $D = 108$ mm. Panjang roller direncanakan, $B_f = 900$ mm.

Konstruksi flat roller idler terdiri dari silinder baja yang ditumpu pada poros yang dilengkapi dengan bantalan dan rumah bantalan. Secara detail pemasangan roller idler pada poros dan bantalannya dapat dilihat pada gambar 2.9.



Gambar 2.9 Konstruksi roller idler.

Penempatan roller idler seperti terlihat pada gambar berikut.



Gambar 2.10 Penempatan roller idler.

Jarak spasi tiap roller pada sisi tegang sabuk, l_1 adalah 1300. Sedangkan untuk return idler, $l_2 = l_1 \cdot 2 = 2600$ mm (tabel.10, lihat lampiran).

a. Berat roller idler

Berat bagian roller idler yang berputar persatuan panjang sabuk dapat dicari dengan menggunakan persamaan 140 dan persamaan 141, referensi 2).

- Pada sisi tegang sabuk.

$$\begin{aligned} q'_p &= \frac{10 \cdot B + 3}{l_1} & (\text{ II-9 }) \\ &= \frac{10 \cdot 0,762 + 3}{1300} \\ &= 5,86 \text{ Kg/m.} \end{aligned}$$

- Pada sisi balik sabuk.

$$\begin{aligned} q''_p &= \frac{10 \cdot B + 3}{l_2} & (\text{ II-10 }) \\ &= 2,93 \text{ Kg/m.} \end{aligned}$$

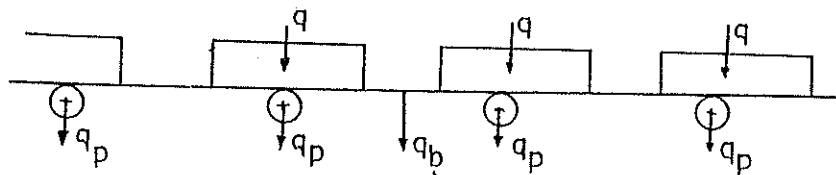
b. Kecepatan putar roller idler

$$\begin{aligned} n_r &= \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D} & (\text{ II-11 }) \\ &= \frac{60 \cdot 0,80}{\pi \cdot 0,108} \\ &= 141,47 \text{ rpm.} \end{aligned}$$

c. Beban pada roller

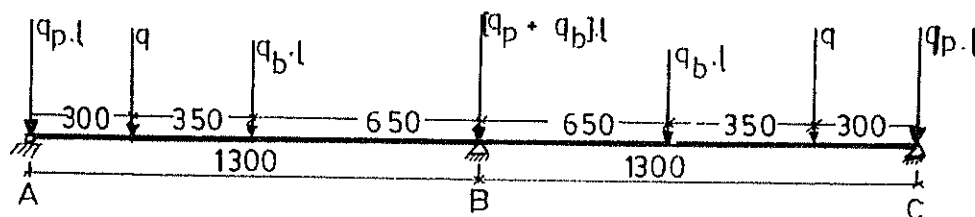
Beban - beban yang diterima oleh roller idler terdiri

dari berat muatan kertas, berat sabuk dan berat shell roller idler sendiri.



Gambar 2.11 Distribusi beban pada roller.

Beban angkut berupa unit muatan. Sehingga distribusi muatan yang diterima oleh roller tidak merata. Dalam perhitungan ini akan dicari beban maksimum yang diterima oleh sebuah roller.



Dengan metode Clapayron diperoleh :

$$\begin{aligned}
 \alpha_{b1} = \alpha_{b2} &= \frac{P_i \cdot a_i}{6 \cdot EI \cdot L} (L^2 - a_i^2) \quad (II-12) \\
 &= \frac{1}{6 \cdot EI \cdot 130} \left[20 \cdot 30 (130^2 - 30^2) + \right. \\
 &\quad \left. 5,87 \cdot (1,3)^2 \cdot 65 \cdot (130^2 - 65^2) \right. \\
 &\quad \left. + 5,86 \cdot (1,3)^2 \cdot 130 (130^2 - 0^2) \right] \\
 &= \frac{1}{2580 EI} (9600000 + 8173087 + 21757769) \\
 &= 15322,037 / EI. \quad (i) \\
 &= \frac{M_b \cdot L}{3 EI} \quad (II-13)
 \end{aligned}$$

$$\beta_{b1} = \beta_{b2} = \frac{130 M_b}{3 EI} \quad (ii)$$

Dengan menggabungkan persamaan (i) dan (ii) akan didapatkan :

$$\alpha_b = \beta_b \quad \text{=====} \quad 41825,30 = 43,33 M_b$$

$$\underline{M_b = 965,27 \text{ Kg-Cm.}}$$

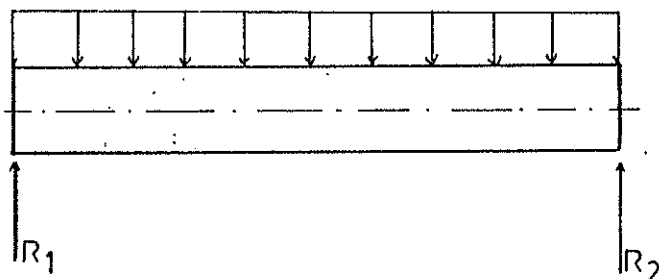
$$R_b = 5,86 \cdot 1,3 + 5,87 \cdot 1,3 + \frac{20 \cdot 30}{130} + \frac{2 \cdot M_b}{130}$$

$$= 7,62 + 7,62 + 4,6 + 13,74$$

$$\underline{R_b = 33,58 \text{ Kg.}}$$

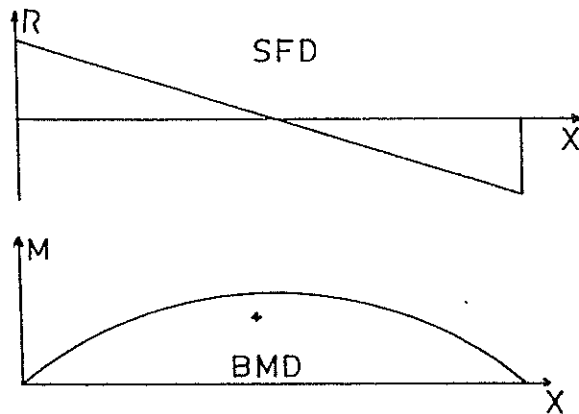
Gaya ini merupakan gaya yang harus ditanggung oleh se-
buah roller idler. Gaya lintang tersebut diasumsikan ter-
distribusi secara merata disepanjang roller. Besarnya gaya
persatuan panjang roller adalah :

$$\begin{aligned} q_r &= \frac{R_b}{B_f} & (II-14) \\ &= \frac{33,58}{900,0} \\ &= 0,04 \text{ Kg/m.} \end{aligned}$$



Reaksi tumpuan :

$$R_1 = R_2 = R_b/2 = 16,79 \text{ Kg.}$$



Momen bending maksimum terjadi pada jarak $x = \frac{1}{2} L$.

$$M_m = R_1 \cdot x - \frac{1}{2} q_r \cdot x^2$$

$$= 3505.5 \text{ Kg-mm.}$$

Tegangan normal maksimum yang terjadi pada roller adalah :

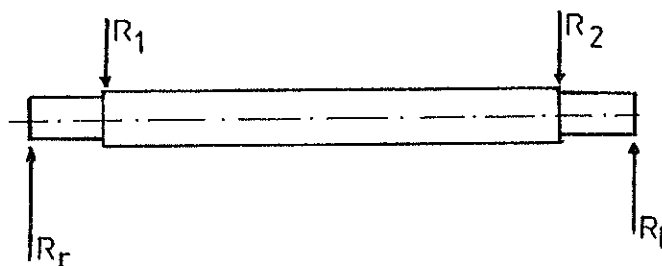
$$\sigma_{\max} = \frac{M_m}{W_b} \quad (\text{II-15})$$

Dimana W_b adalah momen tahanan terhadap bending.

$$\sigma_{\max} = \frac{32 \cdot M_m \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - d^4)}$$

Roller idler direncanakan memiliki diameter dalam sebesar, $d = 98 \text{ mm}$, maka besarnya tegangan maksimum yang terjadi adalah $\sigma_{\max} = 0,89 \text{ Kg/mm}^2$. Untuk ini dapat dipergunakan bahan plat dengan tebal, $t = 6 \text{ mm}$ baja St 50 yang memiliki kekuatan lentur maksimum sebesar $\sigma_b = 1700 \text{ Kg/Cm}^2$.

d. Poros roller idler.

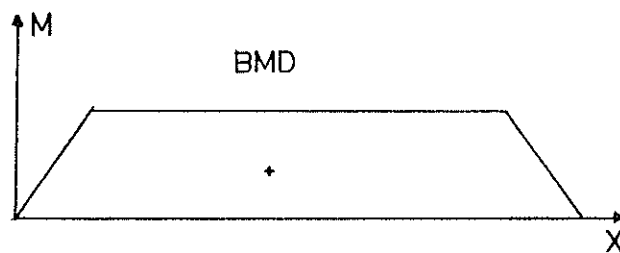


Reaksi tumpuan :

$$R_r = R_l = R_1 = R_2$$

$$= 16,79 \text{ Kg.}$$

Momen bending maksimum yang terjadi adalah :



$$M_{\max} = R_r \cdot 30$$

$$= 503,7 \text{ Kg-mm.}$$

Tegangan normal maksimum yang terjadi pada poros adalah :

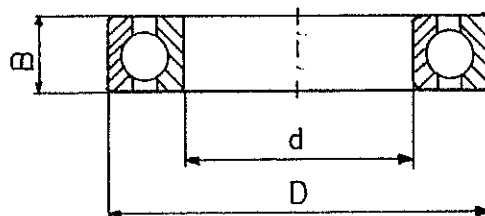
$$\sigma_{\max} = K_s \frac{M_{\max}}{W_b}$$

$$= K_s \frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3}$$

Direncanakan poros memiliki diameter terkecil, $d = 20 \text{ mm}$ dan diameter, $D = 22 \text{ mm}$ dengan radius $r = 1 \text{ mm}$ dan panjang poros, $L = 896 \text{ mm}$. Sehingga diperoleh faktor konsentrasi tegangan, $K_s = 1,5$ (gambar 1,2 lihat lampiran). Maka diperoleh harga tegangan normal maksimum $\sigma_{\max} = 72,2 \text{ Kg/cm}^2$. Sehingga poros dapat dibuat dari bahan baja St 42-1 yang memiliki kekuatan tarik sebesar, $\sigma_b = 410 \text{ N/mm}^2$.

2.2.8. Pemilihan Bantalan Roller Idler

Beban yang diterima bantalan berupa beban radial murni maka dapat dipilih jenis Deep Groove Ball - Bearing DIN 625. Dimensi yang sesuai dengan diameter poros dan memiliki umur relatif lama adalah bantalan dengan nomor 6004.



Gambar 2.12 Penampang bearing.

Dimensi bantalan :

- Diameter dalam $d = 20 \text{ mm.}$
- Diameter luar $D = 42 \text{ mm.}$
- Lebar bantalan $B = 12 \text{ mm.}$
- Beban dasar $C = 453,60 \text{ Kg.}$
- Beban radial $Pr = 16,79 \text{ Kg.}$
- Beban aksial $Pa = 0$
- Beban ekuivalen $P = Pr = 16,79 \text{ Kg}$
- Umur bantalan L_h

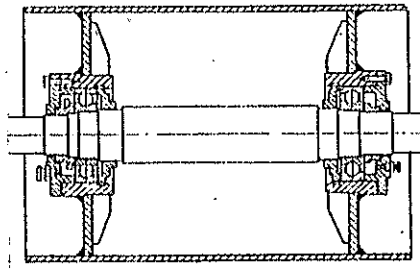
$$L_h = \frac{10^6}{60.n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (\text{II-16})$$

$$L_h = 2323011 \text{ jam.}$$

2.2.9. Perencanaan Pulley

Pulley idler direncanakan dibuat dari bahan yang sama dengan pulley penggerak. Tetapi pada permukaan pulley penggerak dilapisi dengan karet. Hal ini dimaksudkan agar harga koefisien gesek sama besarnya dengan perhitungan sebelumnya, yaitu sebesar $\mu = 0,20$ untuk idler pulley dan $0,3$ untuk pulley penggerak.

Kedua jenis pulley baik untuk idler maupun sebagai penggerak, direncanakan memiliki konstruksi yang sama, yaitu terdiri dari silinder tipis yang ditumpu oleh poros dan dilengkapi dengan bantalan. Konstruksi pulley beserta bantalan dan rumah bantalannya dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 2.13 Konstruksi pulley.

a. Lebar pulley.

Untuk menjaga agar sabuk tidak mudah terlepas dari pulley, maka lebar sabuk dianjurkan berkisar antara 100 sampai 200 mm lebih besar dari lebar sabuk (referensi 2, halaman 84).

Lebar pulley direncanakan :

$$B_p = B + 138 \text{ mm}$$

$$= 500 \text{ mm.}$$

b. Diameter pulley.

Diameter minimum pulley dapat dicari dengan persamaan 119, referensi 2 .

$$D_p \geq k \cdot i \quad (\text{II-17})$$

Dimana k adalah faktor yang besarnya tergantung dari jumlah lapisan sabuk yang dipergunakan. Untuk $i = 2$ sampai 6 harga $k = 125$ sampai 150 (ref.2, hal.84). Dipilih $k = 125$.

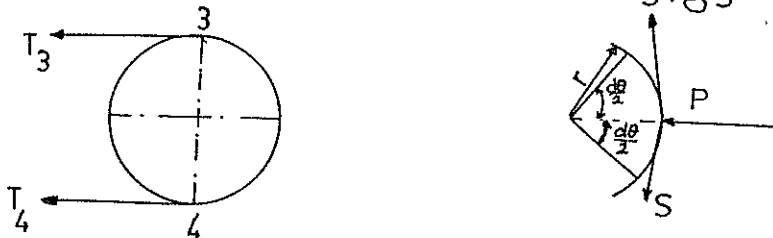
$$D_p = 125 \cdot 4$$

$$= 500 \text{ mm.}$$

2.2.10. Pemeriksaan Kekuatan Pulley

Dari perhitungan tegangan sabuk diketahui bahwa beban terbesar diterima oleh pulley penggerak. Dengan demikian pemeriksaan kekuatan cukup dilakukan pada pulley penggerak saja.

a. Tekanan pada permukaan pulley



Gaya yang bekerja pada elemen luasan dF adalah :

$$F_{\text{radial}} = 0$$

$$P \cdot dF = S \cdot \sin \frac{d\theta}{2} + (S + dS) \sin \frac{d\theta}{2}$$

Untuk $\frac{d\theta}{2} \ll 1$, maka $\sin \frac{d\theta}{2} = \frac{d\theta}{2}$

$$P \cdot r \cdot b \cdot d\theta = S \cdot \frac{d\theta}{2} + (S + dS) \frac{d\theta}{2} \quad ; \text{ karena } dS \frac{d\theta}{2} \ll$$

dapat diabaikan. Sehingga didapatkan persamaan :

$$P \cdot r \cdot b \cdot d\theta = S \cdot d\theta \quad \text{Untuk } r = R \text{ dan } b = B, \text{ maka :}$$

$$P = \frac{S}{R \cdot B} \quad (\text{ II-18 })$$

$$= \frac{145,41}{250 \cdot 762}$$

$$P = 0,08 \text{ Kg/Cm}^2.$$

b. Tegangan pada pulley

Dengan menggunakan penurunan rumus Lamé diperoleh :

- Tegangan pada permukaan dalam.

$$\sigma_{in} = P_i \frac{D_o^2 + D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} - 2 P_o \frac{D_o^2}{D_o^2 - D_i^2} \quad (II-19)$$

- Tegangan pada permukaan luar.

$$\sigma_{out} = 2 P_i \frac{D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} - P_o \frac{D_o^2 + D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} \quad (II-20)$$

Dimana :

P_i = Tekanan pada permukaan dalam, $P_i = 0$

P_o = Tekanan pada permukaan luar, $P_o = P$

D_o = Diameter luar pulley, $D_o = 500$ mm.

D_i = Diameter dalam pulley, $D_i = 470$ mm.

Dari kedua persamaan diatas terlihat bahwa tegangan terbesar terjadi pada permukaan dalam pulley, yang berupa tegangan kompresi.

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= - 2 P_o \frac{D_o^2}{D_o^2 - D_i^2} \\ &= - \frac{S}{B (D_o - D_i)} \\ \sigma_{max} &= - 7 \text{ Kg/m}^2. \end{aligned}$$

Dari pemeriksaan tekanan terhadap permukaan pulley dan tegangan maksimumnya, dapat diambil kesimpulan bahwa pulley yang direncanakan dari bahan St 34-1 tersebut cukup aman.

2.2.11. Daya Motor Penggerak

Besarnya daya yang diperlukan untuk menggerakkan belt conveyor adalah :

$$N = \frac{T_e \cdot V \cdot S_f}{75 \cdot \eta_g} \quad (\text{II-21})$$

Dimana :

T_e = gaya tarik efektif pada pulley penggerak.

$$= T_3 - T_4 = 97,43 \text{ Kg.}$$

V = Kecepatan linier belt conveyor, $V = 0,8 \text{ m/s.}$

S_f = Faktor keamanan , diambil $S_f = 3,0.$

η_g = Efisiensi transmisi roda gigi reduksi, diasumsikan $\eta_g = 0,70$

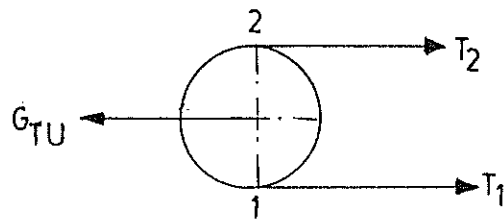
$$\begin{aligned} N &= \frac{97,43 \cdot 0,8 \cdot 3,0}{75 \cdot 0,70} \\ &= 4,5 \text{ HP.} \end{aligned}$$

2.2.12. Perencanaan Take Up

Seperti terlihat pada gambar 2.1, pengencangan sabuk dilakukan dengan cara menarik idler pulley menjauhi terminalnya dengan kabel yang dibebani melalui sebuah katrol .

a. Berat take up.

Berat take up yang dipergunakan untuk menarik pulley sebanding dengan penjumlahan tegangan tarik sabuk pada titik -1 dan titik -2.



$$G_{TU} = T_1 + T_2$$

$$= 60,96 + 114$$

$$G_{TU} = 174,96 \text{ Kg.}$$

b. Take up travel.

Memurut referensi 2, halaman 61. panjang lintasan take up maksimum adalah :

$$X = 0,01 \cdot L \quad (\text{II-22})$$

$$= 0,01 \cdot 50$$

$$= 0,5 \text{ meter. (dibuat } X = 0,25 \text{ meter)}.$$

2.3. Perencanaan Roller Conveyor

Sebagai tambahan, disini akan direncanakan roller conveyor untuk memindahkan kertas dari unit Coating menuju ke unit Potong. Dalam perencanaan ini, untuk mengangkut gulungan kertas yang berada diatas roller, cukup digerakkan dengan tangan (dengan mendorong kertas tersebut).

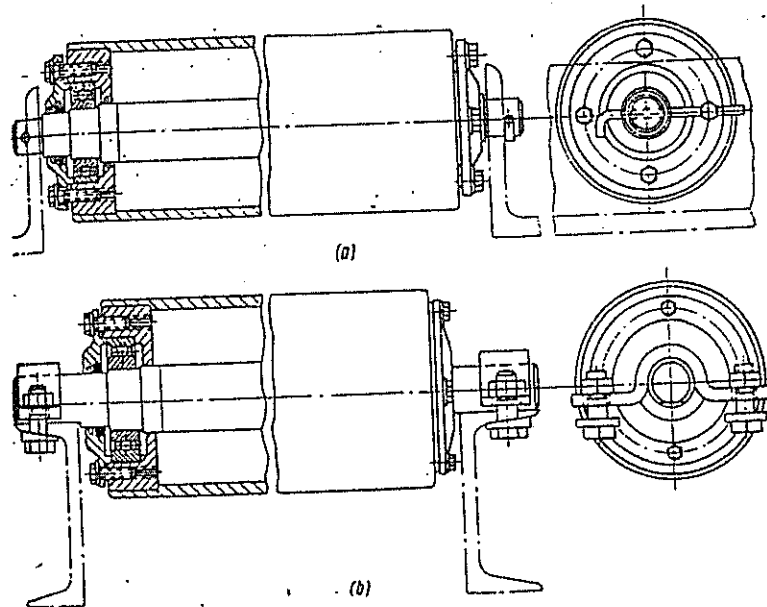
2.3.1. Bagian - Bagian Utama Roller Conveyor

2.3.1.1. Roller

Seperti halnya pada belt conveyor, konstruksi roller terdiri dari silinder yang terbuat dari baja atau besi cor

yang bertumpu pada poros dan didukung dengan bantalan gelinding.

Dimensi roller ditentukan oleh berat dan lebar beban yang diangkut. Semakin lebar beban angkut, semakin panjang roller yang diperlukan. Panjang roller pada umumnya berkisar antara 50 sampai 100 mm lebih besar dari lebar muatan.



Gambar 2.14 Penampang roller.

a - heavy type.

b - extra-heavy type.

Roller pitch (jarak antara roller yang satu dengan yang lain) tergantung dari berat dan lebar beban. Biasanya roller pitch berkisar antara $1/4$ sampai $1/5$ dari lebar beban angkut.

Menurut tabel 2-4 untuk mengangkut gulungan kertas yang memiliki diameter 1100 mm dan berat mencapai 250 Kg, dapat dipilih roller dengan diameter $D = 73$ mm dan panjang 1200 mm. Pitch roller dibuat 220 mm.

Tabel 2-4 Karakteristik Unpowered Conveyor Roller.

Roller parameters	Type of roller		
	Medium	Heavy	Extra-heavy
Maximum load per roller, kg	600	1200	2500
Maximum recommended load, kg	300	600	1200
Roller diameter, mm	73	105	155
Axle diameter at the point the bearing is fit, mm	20	30	45
Roller length, mm	Weight of the rotating parts p , kg (rounded off)		
300	3.4	6.4	15.8
400	4.2	7.8	19.8
500	5.0	9.2	21.5
600	5.7	10.6	24.4
700	6.5	12.0	27.3
800	7.3	13.4	30.2
1000	8.8	16.3	35.9
1200	—	—	41.7

Sumber : Referensi 2 halaman 283 .

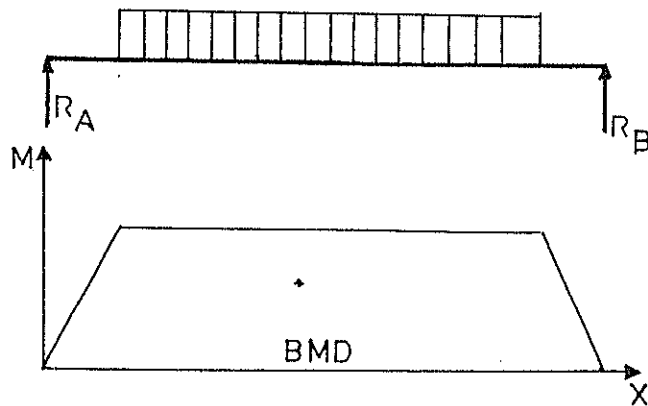
2.3.1.2. Frame

Rangka roller conveyor terdiri dari baja profil yang disambung antara satu dengan lainnya dengan menggunakan baut atau las. Untuk menumpu roller dan mencegah agar roller tidak dapat bergeser dari tempatnya dipergunakan baja profil siku - siku yang diikatkan pada frame dengan baut.

2.3.2. Perhitungan Roller Conveyor

2.3.2.1. Diameter Poros Roller

Beban angkut yang berupa gulungan kertas dengan berat sebesar 250 Kg , harus ditanggung oleh empat buah roller . Apabila berat roller diabaikan , maka beban setiap poros adalah sebesar $G = 62,5$ Kg.



Reaksi tumpuan :

$$R_A = R_B = 62,5/2$$

$$= 31,25 \text{ Kg.}$$

Momen lentir maksimum:

$$M_{\max} = R_A \cdot 600$$

$$= 18750 \text{ Kg} \cdot \text{mm}.$$

- Tegangan normal maksimum pada poros.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{I}$$

$$= \frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot d^3} \quad \text{=====} \quad d = \left(\frac{32 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot \sigma_b} \right)^{1/3}$$

Poros direncanakan dari bahan St.42-1 yang memiliki kekuatan tarik $\sigma_b = 410 \text{ N/mm}^2$, maka diperoleh :

$$d = \left(\frac{32 \cdot 18750}{\pi \cdot 41,83} \right)^{1/3}$$

$$= 16,60 \text{ mm.}$$

Untuk menjaga keamanan terhadap momen torsi dan konsentrasi tegangan, diameter poros roller dibuat $d = 20 \text{ mm}$.

2.3.2.2. Umur Bantalan.

Untuk menumpu poros roller dipilih bantalan dengan nomor 4903 yang memiliki dimensi :

- Diameter dalam $d = 22 \text{ mm}$.
- Diameter luar $D = 43 \text{ mm}$.

- Lebar bantalan $B = 12 \text{ mm} .$
- Beban dasar $C = 500 \text{ Kg} .$
- Umur bantalan L_h

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

Dengan mengasumsikan kecepatan pengangkutan sebesar $V = 2 \text{ mps}$, didapatkan putaran roller sebesar $n = 262 \text{ mps}.$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 262} \left(\frac{500}{31,25} \right)^3$$

$$L_h = 260560 \text{ jam}.$$

BAB III

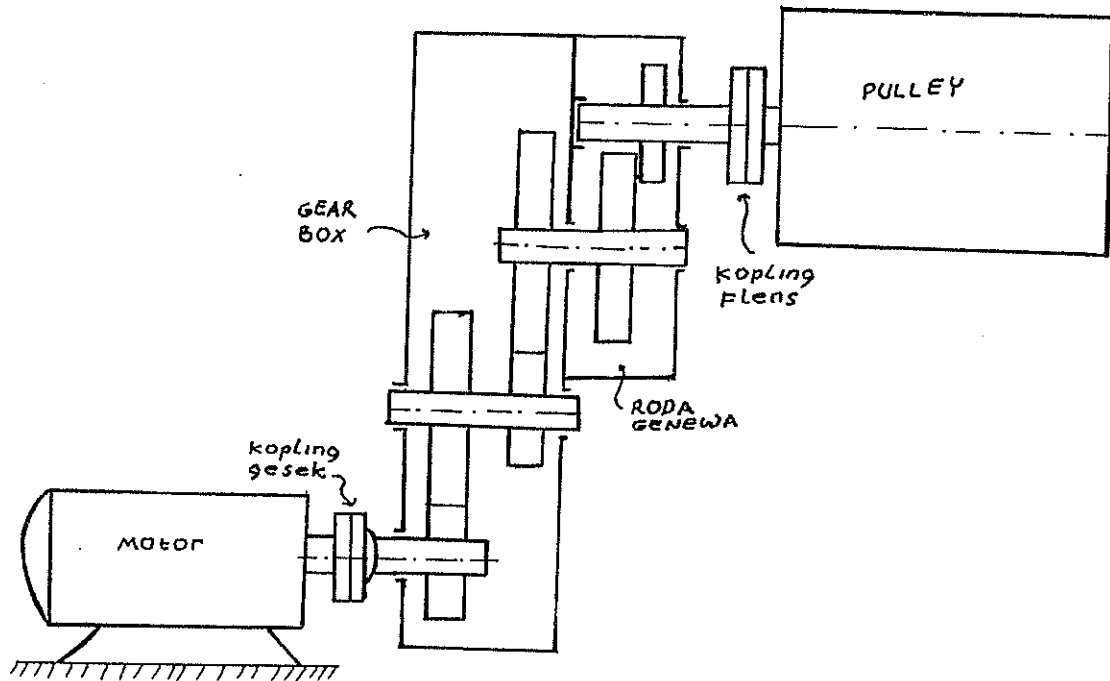
PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI DAYA

Pada perencanaan ini dipergunakan motor listrik sebagai penggerak. Daya motor yang dihasilkan oleh motor penggerak ditransmisikan ke pulley melalui sistem roda gigi reduksi. Untuk memperbesar efisiensi transmisi, maka dipilih sistem transmisi sederhana yang terdiri dari dua buah kopling tetap dan empat pasang roda gigi lurus.

Mengingat sistem yang direncanakan terdiri dari dua buah conveyor dengan spesifikasi gerakan dan kecepatan yang berbeda, maka dalam perencanaan sistem transmisi daya juga terdapat sedikit perbedaan. Untuk mendapatkan gerakan periodik (intermitten) pada belt conveyor , dipergunakan mekanisme tambahan yang berupa roda genewa. Hal tersebut dianggap lebih ekonomis dari pada pengaturan motor listrik dengan metoda pemutusan arus ataupun dengan menggunakan kopling elektromagnetis. Pada penggunaan kopling elektromagnetis, kemungkinan terjadinya slip sangat besar. Sehingga ketepatan gerakan sulit diharapkan. Sedangkan apabila dilakukan dengan cara pemutusan arus pada sistem motor penggerak, maka arus asut yang dibutuhkan akan sangat besar (mencapai 3 sampai 5 kali arus nominal).

Untuk menggerakkan belt conveyor diperlukan daya yang cukup besar dengan putaran poros rendah. Hal ini berarti dibutuhkan torsi yang besar. Dengan bentuk gerakan conveyor yang periodik, kemungkinan terjadinya beban kejut tak dapat

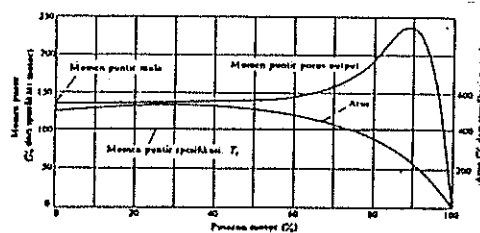
dihindarkan. Untuk mengatasi hal ini dipergunakan kopling gesek yang dapat mereduksi beban kejut.



Gambar 3.1 Sistem transmisi daya.

3.1. Pemilihan Motor Penggerak

Pada perencanaan ini dipilih motor AC sebagai penggerak, karena harganya relatif murah dan penyediaan sumber daya juga lebih mudah diperoleh dibandingkan dengan motor DC. Karakteristik motor AC dapat dilihat pada kurva momen dan kuat arus terhadap putaran poros output.



Gambar 3.2 Karakteristik motor listrik AC.

Dari karakteristik motor diatas terlihat bahwa pada saat start (diputar sebelum ada beban, putaran $n=0$) diperlukan torsi serta arus yang besar. Sehingga apabila dipergunakan untuk menggerakkan beban yang berat, arus listrik yang mengalir menjadi sangat besar dan dapat menyebabkan motor terbakar. Untuk mencegah hal ini perlu diupayakan agar putaran poros naik secara perlahan - lahan.

Pemilihan motor penggerak disesuaikan dengan keperluan serta mempertimbangkan faktor keamanan yang cukup. Daya keluaran serta torsi yang dihasilkan dan putaran motor, dapat dipilih dengan menentukan jumlah kutub dan performance motor yang tepat. Untuk menggerakkan belt conveyor, dipergunakan motor listrik tiga fase tertutup seluruhnya dengan spesifikasi menurut " Asea Motor Catalogue " sebagai berikut :

- Jenis motor : motor induksi 6 kutub.
- Sumber tegangan : AC - 415 v - 50 HZ.
- Nomor penunjukan : MBT 160 A.
- Daya output rata - rata : 4,0 KW.
- Putaran poros output : 745 rpm.
- Faktor daya : 0,70 .
- Efisiensi : 80 % .
- Momen rate : 45 Nm.
- Momen girasi GD^2 : 0,00575 $Kg \cdot m^2$.
- Berat motor : 52 Kg.
- Starting : Y/Δ (Star - Delta)

3.2. Perencanaan Kopling Gesek

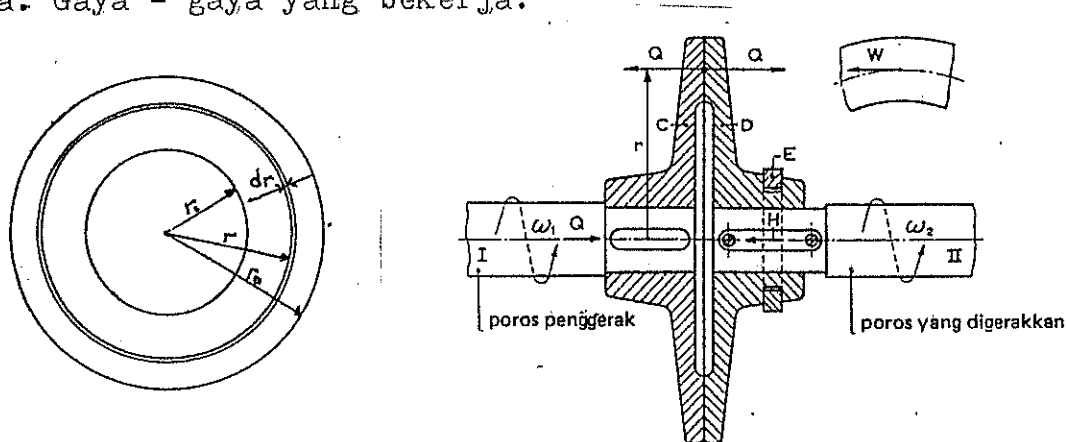
Kopling ini menggunakan satu plat atau lebih yang dipasang diantara poros output dan input. Penerusan daya terjadi dengan adanya gesekan antara plat yang saling berpasangan. Bahan gesek biasanya terbuat dari serat untuk kekuatan, kemudian diimpregnasi dengan bahan ikat seperti damar untuk paduan dan diberi bahan tambahan guna mempertinggi koefesien gesek. Dalam keadaan bekerja kopling gesek tidak diperbolehkan terjadi slip.

3.2.1 Teori Dasar

Pada perencanaan ini diasumsikan bahwa :

- Tekanan permukaan seragam pada permukaan gesek.
- Keausan seragam pada seluruh permukaan gesek.
- Selama kopling bekerja tidak terjadi slip.

a. Gaya - gaya yang bekerja.



Gambar 3.3 Prinsip kerja kopling gesek.

- Gaya normal

$$dN = P \cdot dA = P \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr.$$

$$N = \int dN = \int_{r_1}^{r_0} P \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr.$$

$$N = \pi \cdot P (r_0^2 - r_1^2) \quad (III-1)$$

- Gaya gesek

$$dF = \mu \cdot dN.$$

$$F = \int dF = \int_{r_1}^{r_0} \mu \cdot dN$$

$$F = \mu \cdot P \cdot \pi (r_0^2 - r_1^2) \quad (III-2)$$

- Momen puntir

$$dMr = r \cdot dF = \pi \cdot P \cdot 2 \mu \cdot r^2 \cdot dr$$

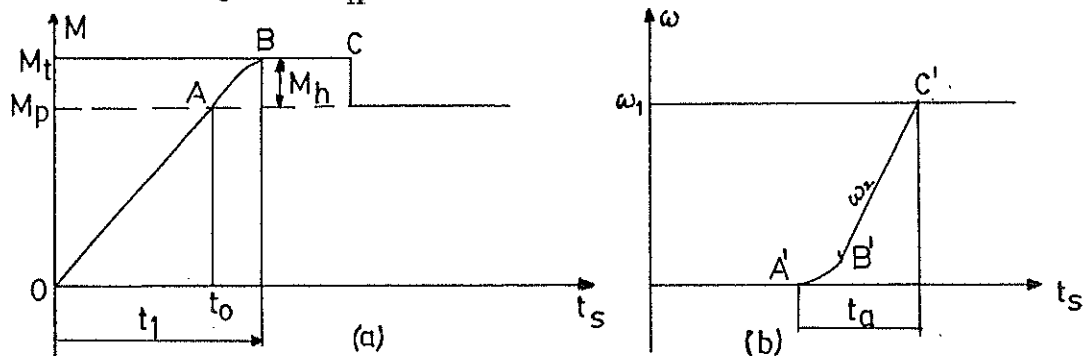
$$Mr = \int_{r_1}^{r_0} dMr = 2/3 \cdot \mu \pi \cdot P (r_0^3 - r_1^3)$$

$$Mr = \frac{2 \mu (r_0^3 - r_1^3)}{3 (r_0^2 - r_1^2)} N \quad (III-3)$$

b. Momen percepatan

Torsi yang diberikan oleh mesin penggerak dan kopel yang diperlukan untuk menggerakkan mesin biasanya tidak konstan. Untuk itu biasanya diperlukan faktor koreksi C_s yang

besarnya tergantung dari mesin penggerak dan yang digerakkan serta lama waktu operasi. Sebuah kopling gesek yang baik harus mampu memindahkan torsi M_t yang besarnya sama dengan momen steady state, M_h setelah dikalikan dengan faktor koreksi. Jadi $M_t = M_h \cdot Cs$. Besarnya momen percepatan M_p merupakan selisih antara kedua momen M_t dan M_h tersebut.



Gambar 3.4 Hubungan antara momen M_t , M_h dan M_p terhadap putaran n dan terhadap waktu t ..

Dari gambar 3.4 terlihat bahwa begitu kopling memperoleh momen sebesar M_t , maka jika M_h tetap konstan, poros output akan dipercepat secara beraturan dibawah pengaruh momen $M_p = M_t - M_h$.

M_h merupakan momen yang ditimbulkan oleh tahanan gesek dan tahanan ekstrim lainnya yang bekerja pada poros output. Kerja yang diberikan oleh gaya gesek dari $t = 0$ sampai $t = t_0$ seluruhnya diubah menjadi kalor. Dari t_0 sampai t_1 momen gesek terus bertambah besar sampai mencapai harga M_t . Jалannya percepatan sudut dapat dilihat pada gambar 3.4b. Kerja yang dihasilkan oleh gaya gesek kopling mulai dari

t_o dipergunakan untuk :

- Mengatasi momen tahanan ekstrim M_h pada poros output.
- Mempercepat poros output bersama dengan bagian - bagian lain yang terpasang pada poros ini.

Sebagai tambahan , sebagian kerja yang diberikan oleh poros input diubah menjadi kalor akibat adanya slip.

c. Umur plat kopling

Pada dasarnya perhitungan umur kopling gesek merupakan laju keausan dari permukaan gesek. Besarnya laju keausan permukaan berbanding lurus dengan kerja gesek . Sedangkan kerja gesek sebanding dengan gaya gesek kopling .

Umur dari kopling gesek dipengaruhi oleh temperatur kerja kopling. Makin tinggi temperatur permukaan gesek akan semakin cepat laju keausan permukaan yang menyebabkan umur kopling semakin pendek. Penghubungan kopling yang terlalu sering akan mengakibatkan kerugian daya . Besarnya rugi daya tersebut diubah menjadi kalor untuk menaikkan temperatur permukaan gesek yang berarti juga memperpendek umur kopling.

3.2.2. Perhitungan Kopling

3.2.2.1. Perhitungan Plat Gesek

Pada perencanaan ini dipilih bahan gesek untuk plat yang terbuat dari tenunan asbes dengan damar buatan yang memiliki koefisien gesek $\mu = 0,4$ dengan tekanan bidang maksimum yang diijinkan $\sigma_b = 0,05$ sampai $2,0 \text{ N/mm}^2$ (referensi 8 halaman 210), diasumsikan $\sigma_b = 0,05 \text{ N/mm}^2$.

a. Luas permukaan gesek

Momen torsi yang dipindahkan dari motor listrik sebesar 45 Nm pada putaran 745 rpm . Diameter rata - rata plat kopling direncanakan $d = 120$ mm, maka besarnya gaya gesek kopling adalah :

$$F = \frac{M_t}{r} \quad (\text{ III-5 })$$

$$= \frac{45}{0,06}$$

$$F = 750 \text{ Newton.}$$

- Luas bidang gesek

$$F = A \cdot \mu_b \quad ===== \quad A = \frac{F}{\mu_b} \quad (\text{ III-6 })$$

$$= \frac{750}{0,05}$$

$$A = 15000 \text{ mm.}$$

b. Lebar bidang gesek

Kopling gesek yang direncanakan terdapat dua permukaan gesek , sehingga lebar bidang gesek setiap permukaan adalah :

$$b = \frac{F}{2 \cdot 2 \pi \cdot r} \quad (\text{ III-7 })$$

$$= \frac{7500}{4 \cdot \pi \cdot 60}$$

$$= 9,95 \text{ mm} \quad ===== \text{ dibuat } b = 60 \text{ mm.}$$

- Diameter bidang gesek

$$\text{Diameter luar } d_o = d + \frac{1}{2} b$$

$$= 150 \text{ mm.}$$

$$\begin{aligned} \text{Diameter dalam } d_i &= d - \frac{1}{2} b \\ &= 90 \text{ mm.} \end{aligned}$$

c. Umur plat gesek

Secara kasar umur plat gesek dapat dicari dengan persamaan 3.31 referensi 16 .

$$L_h = \frac{F^3}{E \cdot w} \quad (\text{III-8})$$

Dimana :

F^3 = Volume keausan yang diijinkan (Cm^3) .

E = Kerja penghubungan untuk satu kali hubungan ,
diperkirakan $E = 10$ (Kg-m/hub) .

w = Laju keausan bidang gesek ($\text{Cm}^2/\text{Kg-m}$) .

diambil $w = 12 \cdot 10^{-7} \text{ Cm}^2/\text{Kg-m}$ (tabel 3-1) .

Tabel 3-1 . Laju keausan permukaan gesek .

Bahan permukaan	w [$\text{cm}^3/(\text{kg.m})$]
Paduan tembaga sinter	$(3.6) \times 10^{-7}$
Paduan sinter besi	$(4.8) \times 10^{-7}$
Setengah logam	$(5.10) \times 10^{-7}$
Damar cetak	$(6.12) \times 10^{-7}$

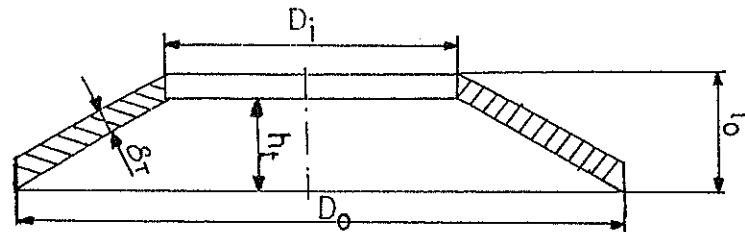
Sumber : Referensi 16 halaman 72 .

Untuk batas keausan 1,0 mm dari plat gesek yang direncanakan didapatkan $F^3 = 22,619 \text{ Cm}^3$. Sehingga :

$$L_h = \frac{22,619}{10 \cdot 12} 10^7 = 1884916,67 \text{ hubungan .}$$

3.2.2.2. Perhitungan Pegas Piringan

Untuk menekan plat gesek dari kopling dipergunakan pegas piringan . Hal ini dimaksudkan untuk menghemat tempat. Bentuk dari pegas ini dapat dilihat pada gambar 3.5 :



Gambar 3.5. Pemampang pegas piringan.

Defleksi maksimum pada saat pegas dibebani sama dengan tinggi pegas, h . Dalam praktek sehari - hari biasanya defleksi pegas berkisar antara 1,0 sampai 2,0 kali tebal pegas, t (referensi 14, halaman 242) .

a. Beban pegas

Beban yang diterima pegas merupakan gaya normal yang diperlukan untuk menekan plat gesek kopling . Dengan demikian :

$$P = \frac{F}{\mu} \quad (\text{III-9})$$

$$= \frac{750}{0,4} = 1875 \text{ Newton .}$$

b. Dimensi pegas

Dalam perencanaan ini dibuat pegas piringan dengan ukuran sebagai berikut :

- Diameter luar $d_o = 160 \text{ mm}$.
- Diameter dalam $d_i = 50 \text{ mm}$.
- Tinggi pegas $h_t = 5,0 \text{ mm}$.
- Tebal pegas $s_t = 3,0 \text{ mm}$.
- Tegangan ijin bahan $\sigma_b = 2000 \text{ N/mm}^2$ (DIN 2093 , bahan pegas yang dinormalisasi memiliki $\sigma_b = 2200 - 2400 \text{ N/mm}^2$) .

c. Pemeriksaan pegas

- Besar gaya pegas

$$F_p = \frac{4E \delta_t^4 f}{(1-\nu^2) \alpha d_o^2 \delta_t} \left[\left(\frac{h_t}{\delta_t} - \frac{f}{\delta_t} \right) \left(\frac{h_t}{\delta_t} - \frac{f}{2\delta_t} \right) + 1 \right] \quad (III-10)$$

Dimana :

$$\frac{4E}{1-\nu^2} = 9,23 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{ref. 6 hal. 218})$$

Dari tabel 12/4 (lihat lampiran) didapatkan :

$$\alpha = 0,79$$

$$\beta = 1,46$$

$$\eta = 1,81$$

$$f = 0,75 h_t$$

Sehingga diperoleh :

$$F_p = 7135,37 \text{ Newton}$$

Gaya ini jauh lebih besar daripada gaya normal yang diperlukan untuk menekan plat gesek yang besarnya adalah $P = 1875 \text{ Newton}$. Dengan demikian maka perencanaan pegas dapat dipergunakan dengan baik.

- Tegangan pegas

Menurut Nieman, tegangan yang terjadi pada pegas pi-
ringen dibagi menjadi tiga daerah kerja , yaitu :

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{4 E \sigma_t^2 f}{1-\nu^2 \alpha d_o^2 \sigma_t} \left[-\beta \right. \\ &\quad \left. \left(\frac{h_t}{\sigma_t} - \frac{f}{2 \sigma_t} \right) - \gamma \right] \\ &= \underline{- 1710,17 \text{ N/mm}^2} .\end{aligned}\quad (\text{ III-11 })$$

$$\begin{aligned}\sigma_2 &= \frac{4 E \sigma_t^2 f}{1-\nu^2 \alpha d_o^2 \sigma_t} \left[-\beta \right. \\ &\quad \left. \left(\frac{h_t}{\sigma_t} - \frac{f}{2 \sigma_t} \right) + \gamma \right] \\ &= \underline{+ 148,47 \text{ N/mm}^2} .\end{aligned}\quad (\text{ III-12 })$$

$$\begin{aligned}\sigma_3 &= \frac{4 E \sigma_t^2 d_i f}{1-\nu^2 \alpha d_o^3 \sigma_t} \left[(2\gamma - \beta) \right. \\ &\quad \left. \left(\frac{h_t}{\sigma_t} - \frac{f}{2 \sigma_t} \right) + \gamma \right] \\ &= \underline{+ 961,97 \text{ N/mm}^2} .\end{aligned}\quad (\text{ III-13 })$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{tot}} &= \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \\ &= \underline{- 599,73 \text{ N/mm}^2} .\end{aligned}$$

3.2.2.3. Perhitungan Pegas kopling

Untuk meredam beban kejut pada saat start, maupun ketika terjadi perubahan pembebanan, dipergunakan pegas sekrup sebanyak 6 buah .

a. Gaya pegas

Gaya maksimum yang bekerja pada pegas merupakan gaya

gesek yang ditimbulkan plat kopling untuk meneruskan momen torsi . Sehingga $F = 750$ Newton .

Kemampuan pegas untuk menahan beban dinamis dinotasikan dengan persamaan 12/50 referensi 6 .

$$F_D = \pi \cdot \tau \cdot d^3 / k \cdot 8 \cdot D \quad (\text{III-14})$$

b. Dimensi pegas

Pegas direncanakan dibuat menurut standart DIN 17224 dengan modulus geser $G = 73000$ dan tegangan tarik yang diijinkan $\sigma_b = 590 \text{ N/mm}^2$.

- Diameter kawat

Pegas direncanakan memiliki diameter $D = 5 d$, dari tabel 12/5 (lihat lampiran) didapatkan $k = 1,29$. Sehingga :

$$d = \left(\frac{8 \cdot W \cdot F}{\pi \cdot \tau \cdot k} \right)^{1/3} \quad (\text{III-15})$$

$$= \left(\frac{8 \cdot 5 \cdot 125}{590 \cdot \pi} \cdot 1,29 \right)^{1/3}$$

$$= 1,5 \text{ mm} \quad \text{=====} \quad \text{dibuat} \quad d = 1,6 \text{ mm}$$

$$D = 5 \cdot d$$

$$= 8,0 \text{ mm} .$$

- Jumlah lilitan aktif

Defleksi pegas direncanakan $\delta = 5 \text{ mm}$. maka :

$$i = \frac{d \cdot G \cdot \delta}{\pi \cdot D^2 \cdot \tau \cdot k} \quad (\text{III-16})$$

$$= 5 \text{ buah lilitan} .$$

- Tegangan pegas

$$\begin{aligned}\tau_p &= \frac{8 \cdot w \cdot F}{\pi \cdot d^3} \cdot k & (\text{III-17}) \\ &= \frac{8 \cdot 5 \cdot 125}{\pi \cdot 1,6^3} \cdot 1,29 \\ \tau_p &= \underline{501,25 \text{ N/mm}^2} .\end{aligned}$$

Karena $\tau_p < \tau_{ijin}$, maka pegas aman dipakai .

3.3. Perencanaan Transmisi Roda Gigi

Untuk meneruskan daya dari motor listrik ke pulley penggerak , dipergunakan sistem transmisi roda gigi lurus. Dari data sebelumnya telah diketahui :

- Putaran poros output motor penggerak $n = 745 \text{ rpm}$.
- Kecepatan sabuk belt conveyor $V = 0,8 \text{ mps}$.
- Diameter pulley penggerak $D_p = 500 \text{ mm}$.

Dengan asumsi bahwa tidak terjadi slip antara pulley penggerak dengan sabuk , maka putaran pulley adalah :

$$\begin{aligned}n_p &= \frac{60 \cdot V}{D_p} \\ &= 30,55 \text{ rpm} .\end{aligned}$$

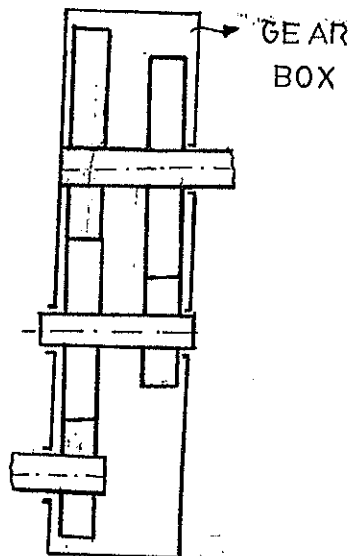
Indeks yang diberikan pada roda genewa adalah 4 : 5 , maka putaran pena penggerak adalah :

$$\begin{aligned}n_{rg} &= 5/4 \cdot n_p \\ &= 38,1875 \text{ rpm}\end{aligned}$$

- Perbandingan transmisi (i)

$$i = \frac{n}{n_{rg}} = 19,51$$

Untuk memenuhi perbandingan transmisi sebesar ini, di
gunakan empat pasang roda gigi . Dengan metoda trial
and error diperoleh perbandingan transmisi untuk masing -
masing tingkat .

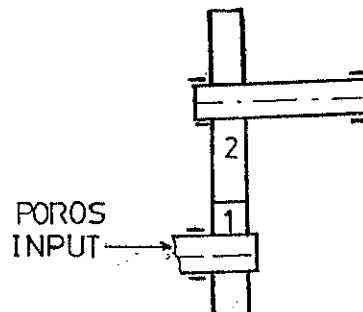


Gambar 3.6. Susunan roda gigi transmisi .

3.3.1. Transmisi Tingkat Pertama

Dengan menggunakan metoda Nieman direncanakan pasangan
roda gigi sebagai berikut :

- Modul $m = 4 \text{ mm (dipilih)}$
- Sudut tekan $\alpha_o = 20^\circ .$
- Diameter pitch pinion $d_{o1} = 80 \text{ mm} .$
- Perbandingan transmisi $i = 1,90$



Gambar 3.7. Transmisi roda gigi tingkat pertama.

Dengan demikian maka besaran - besaran yang lain dapat ditentukan .

a. Dimensi roda gigi

- Diameter pitch roda gigi pasangan (d_{o2})

$$d_{o2} = i d_{o1} = 152 \text{ mm} . \quad (\text{ III-18 })$$

- Jumlah gigi (Z)

$$Z_1 = \frac{d_{o1}}{m} = 20 \text{ buah} . \quad (\text{ III-19a })$$

$$Z_2 = \frac{d_{o2}}{m} = 38 \text{ buah} . \quad (\text{ III-19b })$$

- Faktor korigasi (X)

$$X_1 = X_2 = 0$$

Untuk faktor korigasi $X_1 = X_2$, maka akan didapatkan harga - harga jarak sumbu poros (a_o) , sudut tekan (α_o) dan diameter pitch tetap , yaitu : $a_o = a_b$, $\alpha_o = \alpha_b$ dan $d_o = d_b$.

- Diameter kepala (d_k)

$$\begin{aligned} d_{k1} &= d_{o1} + 2 m (1 + X_1) & (\text{ III-20a }) \\ &= 88 \text{ mm} . \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{k2} &= d_{o2} + 2 m (1 + X_2) & (\text{ III-20b }) \\ &= 160 \text{ mm} . \end{aligned}$$

- Sudut tekan puncak (α_k)

$$\cos \alpha_{k1} = \frac{\cos \alpha_b \cdot d_{b1}}{d_{k1}} \quad (\text{III-21a})$$

$$= 0,8245 \quad \text{=====} \quad \alpha_{k1} = 31,32^\circ .$$

$$\cos \alpha_{k2} = \frac{d_{b2}}{d_{k2}} \cos \alpha_b \quad (\text{III-21b})$$

$$= 0,8927 \quad \text{=====} \quad \alpha_{k2} = 26,78^\circ .$$

- Tinggi kepala (h_k)

$$h_{k1} = 0,5 (d_{k1} - d_{b1}) \quad (\text{III-22a})$$

$$= 4,0 \text{ mm} .$$

$$h_{k2} = 0,5 (d_{k2} - d_{b2}) \quad (\text{III-22b})$$

$$= 4,0 \text{ mm} .$$

- Lebar gigi (b)

Untuk pinion yang ditumpu pada salah satu sisinya ,
perbandingan $b/d \leq 0,7$ dan $b/d \leq 1,2$ untuk roda gigi yang
ditumpu pada kedua ujungnya (referensi 7 halaman 411) .

$$b = 0,7 d$$

$$= 56 \text{ mm} \quad \text{=====} \quad \text{dibuat } b = 30 \text{ mm} .$$

b. Kondisi operasi

- Momen puntir yang diteruskan roda gigi (M_p)

$$M_p = 716,2 \frac{N}{n} \quad (\text{III-23})$$

$$= 7,1 \text{ Kg-mm} .$$

- Gaya tangensial pada lingkaran kontak (U)

$$U = \frac{M_p}{d_{o1}/2} \quad (\text{ III-24 })$$

$$= 177,5 \text{ Kg .}$$

- Gaya tangensial per lebar gigi (u)

$$u = U/b \quad (\text{ III-25 })$$

$$= 5,92 \text{ Kg/mm .}$$

- Intensitas beban nominal (B)

$$B = \frac{U}{b \cdot d_b} \quad (\text{ III-26 })$$

$$= 0,074 \text{ Kg/mm}^2 \text{ .}$$

- Kecepatan tangensial (V)

$$V = \frac{d_b \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 10^3} \quad (\text{ III-27 })$$

$$= 3,12 \text{ mps .}$$

c.. Faktor kesalahan gigi

Dari tabel 22/12 (lihat lampiran), untuk kecepatan tangensial roda gigi $V = 3,12 \text{ mps}$, dapat dipilih kualitas gigi no 9 DIN 3962 dengan splash lubricant dan finish me - chined . Sehingga diperoleh faktor $ge = 4$ dan $gr = 2,0$. Direncanakan pinion ditumpu pada salah satu sisinya (over hanging) , maka $gk = 0,3$.

- Berdasarkan DIN 3961 , kesalahan dasar pitch (fe)

$$fe \leq ge (3 + 0,3 m + 0,2 \sqrt{d_b}) \quad (\text{ III-28 })$$

$$= 23,96 \mu.$$

- Kesalahan arah gigi (f_r)

$$\begin{aligned} \text{Berdasarkan FZG , } f_r &\leq g_r \sqrt{b} & (\text{ III-29 }) \\ &= 10,95 \mu . \end{aligned}$$

- Kesalahan arah gigi efektif (f_{Rw})

$$f_{Rw} = 0,75 f_r + g_k u . C_s \quad (\text{ III-30 })$$

d. Faktor pembebanan

- Faktor beban kejut (C_s)

Dari tabel 22/18 (lihat lampiran) , untuk pasangan roda gigi dengan penggerak motor listrik yang dipergunakan untuk menggerakkan belt conveyor , besarnya faktor pembebanan kejut $C_s = 1,1$. Sehingga diperoleh faktor kesalahan gigi efektif :

$$\begin{aligned} f_{Rw} &= 0,75 . 10,95 + 0,3 . 5,92 . 1,1 \\ &= 10,17 \mu . \end{aligned}$$

Faktor kesalahan gigi yang diperhitungkan adalah kesalahan yang terbesar , yaitu $f = f_e = 23,96 \mu$.

- Faktor beban dinamis (C_D)

$$C_D = 1 + \frac{U_{dyn}}{u . C_s (\epsilon_{sp} + 1)} \quad (\text{ III-31 })$$

Untuk roda gigi lurus , overlap ratio $\epsilon_{sp} = 0$. Pada kecepatan tangensial $V = 3,12$ mps dan $u . C_s + 0,26 f = 12,74$, dari gambar 22/37 didapatkan harga gaya tangensial dinamis perlebar permukaan , $U_{dyn} = 2,1$ Kg/mm . maka didapatkan harga faktor beban dinamis sebesar :

$$C_D = 1 + \frac{2,10}{5,92 \cdot 1,1}$$

$$= 1,32 .$$

- Faktor distribusi beban (C_T)

$$T = \frac{C_Z \cdot f_{RW} \cdot b}{U \cdot C_s \cdot C_D} \quad (\text{III-32})$$

Dari tabel 3-2 , untuk bahan baja dengan baja didapatkan harga $C_Z = 1,0$. Maka diperoleh :

$$T = \frac{1,0 \cdot 10,17 \cdot 30}{177,5 \cdot 1,1 \cdot 1,32}$$

$$= 1,18 .$$

Tabel 3-2 . Faktor distribusi muatan .

C_T for $T = C_s f_{RW} b / (U C_s C_D)$, from section 22.2.4

$C_s \approx 1$ for the combination $St/St_1 \approx 0.74$ for $St/Cl_1 \approx 0.55$ for Cl/Cl_1 ; f_{RW} from Table 22/12;

C_T (lin) for linear load distribution (use when C_T (par) is not ensured);

C_T (par) for parabolic load distribution (after the best running-in under load).

T	0	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6	7
C_T (lin)	1,0	1,1	1,15	1,20	1,25	1,6	1,75	2,0	2,24	2,46	2,83	3,17	3,47	3,75
C_T (par)	1,0	1,05	1,075	1,10	1,125	1,25	1,41	1,63	1,82	2,0	2,31	2,59	2,83	3,05

Sumber : Referensi 7 halaman 132 .

Diasumsikan bahwa distribusi beban pada permukaan gigi berbentuk parabolik , dengan intrapolasi dari tabel 22/19 didapatkan $C_T = 1,28$.

- Intensitas beban efektif (B_w)

$$B_w = C_s \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_p \cdot B \quad (\text{III-33})$$

Untuk roda gigi lurus , faktor kemiringan gigi $C_p = 1,0$.

$$Bw = 1,1 \cdot 1,32 \cdot 1,28 \cdot 1,0 \cdot 0,074$$

$$= 0,14 \text{ Kg/mm}^2$$

e. Faktor geometri gigi

$$\epsilon_1 = \frac{d_{b1} (\tan \alpha_{k1} - \tan \alpha_b)}{2 \cdot \pi \cdot m} \quad (\text{III-34a})$$

$$= 0,78$$

$$\epsilon_2 = \frac{d_{b2} (\tan \alpha_{k2} - \tan \alpha_b)}{2 \cdot \pi \cdot m} \quad (\text{III-34b})$$

$$= 0,90$$

$$\epsilon = \epsilon_n = \epsilon_1 + \epsilon_2$$

$$= 0,78 + 0,90$$

$$= 1,68$$

- Kontak rasio efektif (ϵ_w)

$$\epsilon_w = 1 + (\epsilon_n - 1) \frac{(\cdot m_n + V/4)}{(m_1 + f/6)} \quad (\text{III-35})$$

$$= 1,41$$

f. Tekanan permukaan efektif (k_w)

- Faktor koreksi tegangan kaki (q_k)

Dari gambar 22/40 (lihat lampiran) diperoleh :

$$\begin{array}{l} X_1 = 0 \\ Z_1 = 20 \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{=====} \\ \text{=====} \end{array} \quad \begin{array}{l} | \\ | \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{=====} \\ \text{=====} \end{array} \quad \begin{array}{l} q_{k1} = 2,75 \end{array}$$

$$\begin{array}{l} X_2 = 0 \\ Z_2 = 38 \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{=====} \\ \text{=====} \end{array} \quad \begin{array}{l} | \\ | \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{=====} \\ \text{=====} \end{array} \quad \begin{array}{l} q_{k2} = 2,45 \end{array}$$

$$q_{\epsilon 1} = \frac{1,4}{\epsilon_m + 0,4}$$

$$= 0,67$$

$$q_{\epsilon 2} = \frac{1,4}{\epsilon_w + 0,4}$$

$$= 0,77$$

$$q_{w1} = q_{k1} \cdot q_{\epsilon 1}$$

$$= 1,84$$

$$q_{w2} = q_{k2} \cdot q_{\epsilon 2}$$

$$= 1,89$$

Dari tabel 22/23 dan 22/24 (lihat lampiran) dida -
patka harga , $Y_c = 3,11$ dan $Y_p = 1,0$. Untuk roda gigi-1
sebagai penggerak , berlaku :

$$Y_{\epsilon} = 1 + \frac{2}{Z_1 \tan \alpha_b} \left(1 - \epsilon_1 \frac{\epsilon_w}{\epsilon_n} \right) \quad (\text{III-36})$$

$$= 0,70$$

$$k_{w1} = \frac{i + 1}{i} Y_c \frac{Y_p}{Y_{\epsilon}} Bw \quad (\text{III-37a})$$

$$= 0,95 \text{ Kg/mm}^2$$

$$k_{w2} = \frac{i + 1}{i} Y_c Y_p Bw \quad (\text{III-37b})$$

$$= 0,66 \text{ Kg/mm}^2$$

- Tegangan efektif pada kaki gigi (σ_w)

$$\sigma_{w1} = q_{w1} Z_1 Bw \quad (\text{III-38a})$$

$$= 1,84 \cdot 20 \cdot 0,14$$

$$= 5,15 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{w2} &= q_{w2} \cdot Z_2 \cdot B_w & (\text{III-38b}) \\
 &= 1,89 \cdot 38 \cdot 0,14 \\
 &= 10,05 \text{ Kg/mm}^2 .
 \end{aligned}$$

- Faktor tegangan permukaan

$$Y_G = 1,0 \text{ (tabel 22/26 , untuk pasangan roda gigi baja dengan baja , lihat lampiran) .}$$

$$\begin{aligned}
 Y_H &= 1,0 \\
 Y_V &= 0,7 + \frac{0,6}{1 + (8/V)} \\
 &= 0,77
 \end{aligned}$$

Y_S merupakan fungsi dari viscositas olie pada temperatur kerja . Dari tabel 22/28 (lihat lampiran) untuk $V = 3,12 \text{ mps}$ pada $V_{50} = 100$, didapatkan $Y_S = 1,0$.

g. Pemilihan bahan roda gigi

Bahan untuk kedua roda gigi pasangan dipilih baja di-quench dan ditemper 37 Mn Si 5 yang memiliki kekuatan tarik dan kekuatan tekan terhadap permukaan masing - masing sebesar $\sigma_0 = 31,5 \text{ Kg/mm}^2$ dan $k_0 = 0,7 \text{ Kg/mm}^2$.

- Tekanan permukaan yang diijinkan (K_D)

$$\begin{aligned}
 K_D &= Y_G \cdot Y_H \cdot Y_S \cdot Y_V \cdot K_0 & (\text{III-39}) \\
 &= 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,77 \cdot 0,7 \\
 &= 0,54 \text{ Kg/mm}^2 .
 \end{aligned}$$

h. Faktor keamanan

- Keamanan terhadap permukaan (S_G)

$$S_{G1} = \frac{K_D}{K_{w1}} = \frac{0,54}{0,95} \quad (\text{III-40a})$$

$$= 0,57$$

$$S_{G2} = \frac{K_D}{K_{w2}} = \frac{0,54}{0,66} \quad (\text{III-40b})$$

$$= 0,82$$

- Keamanan terhadap tooth breakage (S_B)

$$S_{B1} = \frac{\sigma_o}{\sigma_{w1}} = \frac{31,5}{5,15} \quad (\text{III-41a})$$

$$= 6,1$$

$$S_{B2} = \frac{\sigma_o}{\sigma_{w2}} = \frac{31,5}{10,05} \quad (\text{III-41b})$$

i. Umur roda gigi (L_h)

Umur roda gigi terhadap tooth breakage adalah tidak terbatas karena besarnya faktor keamanan terhadap tooth breakage lebih dari satu . Adapun umur roda gigi terhadap tekanan permukaan adalah :

$$L_{h1} = \frac{167 \cdot 10^3 K_{D1}}{m} S_{G1}^2 \quad (\text{III-42a})$$

$$= \underline{74,72 \text{ jam} .}$$

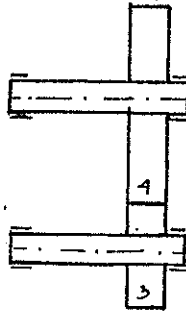
$$L_{h2} = \frac{167 \times 10^3 K_{D2}}{n} S_{G2}^2 \quad (\text{III-42b})$$

$$= \underline{81,4 \text{ jam} .}$$

3.3.2. Transmisi Tingkat Kedua

Daya dari poros antara diteruskan ke pulley penggerak melalui sistem transmisi tingkat kedua .

1077-PUSTAK UNDIP



Gambar 3.8.. Transmisi tingkat kedua.

Dengan cara yang sama seperti pada perhitungan transmisi tingkat pertama, diperoleh harga - harga untuk pasangan roda gigi tingkat kedua dan seterusnya . Hasil secara keseluruhan tertera dalam tabel berikut :

Tabel 3.1 Hasil Perhitungan Roda Gigi Transmisi

R.G Pasangan	III	IV	V	VI	VII	VIII
Modul	4	4	4	4	4	4
Jumlah Gigi	20	46	20	50	19	34
Sudut Tekan	20°	20°	20°	20°	20°	20°
Jarak Poros	132		140		106	
Diameter Kepala	88	192	88	208	84	144
Diameter Pitch	80	184	80	200	76	136
Diameter Kaki	70	174	70	190	66	126
Lebar Gigi	30	30	30	30	30	30
Bahan	C 45		C 60		34 Cr 4	

3.4. Perencanaan Poros Transmisi.

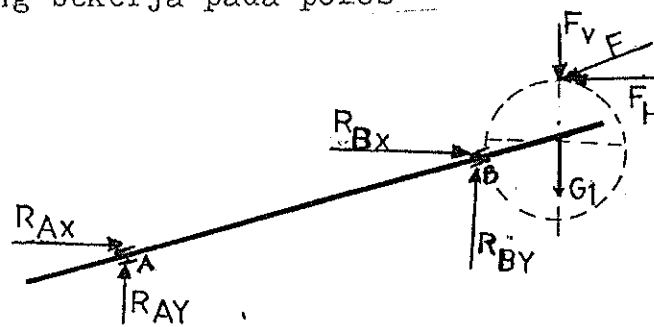
Sistem transmisi daya yang direncanakan memiliki empat buah poros transmisi . Sebuah poros input , tiga buah poros

antara dan sebuah poros output . Beban - beban yang diterima poros adalah momen lentur karena gaya tekan pada roda gigi dan berat roda gigi sendiri serta momen torsi dari motor penggerak .

3.4.1. Perencanaan Poros Input

Pada bagian ujung dari poros input yang dihubungkan dengan kopling gesek , terdapat spline (poros bintang) . Sedangkan untuk menahan roda gigi agar tidak terlepas dari poros dipergunakan clips sebagai pengikat .

a. Gaya yang bekerja pada poros



Gambar 3.9.. Beban pada poros input.

- Berat roda gigi pinion

$$G_1 = d_o^2 \cdot \pi \cdot b/4 \quad (\text{ III-43 })$$

$$= 1,17 \text{ Kg .}$$

- Gaya tangensial pada roda gigi

$$P_H = \frac{M_t}{d_o/2} = 112,5 \text{ Kg .} \quad (\text{ III-44 })$$

- Gaya vertikal pada roda gigi

$$P_V = P_H \tan \quad (\text{ III-45 })$$

$$= 52,41 \text{ Kg .}$$

- Gaya horizontal pada poros

$$F_x = P_H = 112,5 \text{ Kg} .$$

- Gaya vertikal pada poros

$$\begin{aligned} F_v &= P_V + G_1 \\ &= 53,58 \text{ Kg} . \end{aligned}$$

- Gaya total pada poros

$$\begin{aligned} F_P &= (F_x^2 + F_v^2)^{\frac{1}{2}} & (\text{III-46}) \\ &= 124,61 \text{ Kg} . \end{aligned}$$

b. Diameter poros

Reaksi tumpuan :

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{60}{76} F_P \\ &= 98,38 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_A &= R_B + F_P \\ &= 222,99 \text{ Kg} . \end{aligned}$$

- Momen lentur maksimum

$$\begin{aligned} M &= - F_P \cdot 45 \\ &= 5607,45 \text{ Kg-mm} . \end{aligned}$$

- Momen lentur ekuivalen

$$M_V = (M^2 + (a/2 \cdot M_t)^2)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{III-47})$$

Dimana a merupakan perbandingan antara kekuatan tarik dengan kekuatan geser poros . Menurut tabel 17/2, ref.6

untuk tegangan geser dinamis (berubah - ubah) , $a = 1,7$.

$$\begin{aligned} M_V &= (5607,45^2 + (1,7/2 \cdot 4596,09)^2)^{1/2} \\ &= 6834,15 \text{ Kg-mm}^2 . \end{aligned}$$

- Diameter poros

$$d_{\min} = 2,17 \left(b \cdot \frac{M_V}{\sigma_b} \right)^{1/3} \quad (\text{III-48})$$

Untuk poros masif , konstanta $b = 1,0$ (tabel 17/2 , lihat lampiran) . Pada perencanaan ini dipilih bahan poros baja St. 42.11 dengan kekuatan lentur yang diijinkan $\sigma_b = 320 \text{ N/mm}^2$. Sehingga didapatkan :

$$d_{\min} = 2,17 \left(1,0 \frac{6834}{32,650} \right)^{1/3}$$

$$= 13 \text{ mm} . \text{ ===== dibuat } d = 24 \text{ mm} .$$

3.4-1.1. Perencanaan Spline

Dari tabel 18/7 (lihat lampiran) , dipilih spline sesuai dengan standart DIN 5462 dengan dimensi sebagai berikut :

- Diameter dalam $d_i = 23 \text{ mm} .$
- Diameter luar $d_o = 26 \text{ mm} .$
- Lebar baji $b = 6 \text{ mm} .$
- Jumlah baji $i = 6 \text{ buah} .$
- Panjang spline $l = 25 \text{ mm} .$

Momen torsi yang mampu ditransmisikan adalah :

$$M_t = 0,75 P \cdot h \cdot l \cdot r_m \cdot i \quad (\text{III-49})$$

Dimana untuk bahan baja St. 42.11 , kekuatan terhadap

tekanan permukaan yang diijinkan adalah sebesar $P = 90 \text{ N/mm}^2$. Untuk harga $h = 1,3 \text{ mm}$ (tinggi baji yang mendukung), maka besarnya momen torsi yang mampu dipindahkan adalah :

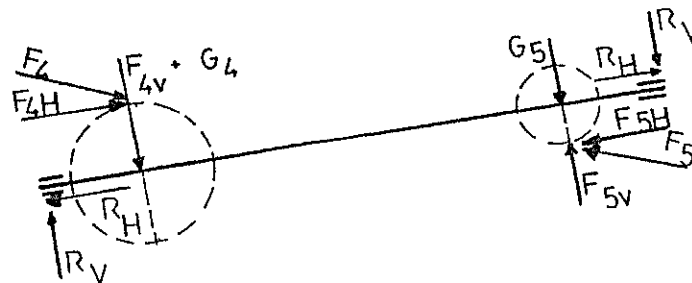
$$M_t = 0,75 \cdot 9,18 \cdot 25 \cdot 1,3 \cdot 14 \cdot 6$$

$$= 18796,05 \text{ Kg-mm}$$

Momen ini jauh lebih besar daripada momen yang dipindahkan dari motor listrik yaitu, $M_t = 4596,09 \text{ Kg-mm}$. Hal ini berarti perencanaan spline cukup aman dipergunakan.

3.4.2. Perencanaan Poros Antara

Didalam gear box roda gigi reduksi, terdapat tiga buah poros antara. Karena beban yang diterima ketiga poros tersebut hampir sama, maka cukup dibuat dengan ukuran dan bahan yang sama. Dalam perhitungan ini hanya akan diberikan poros yang menerima beban paling besar, yaitu poros yang menumpu roda gigi IV dan V.



Gambar 3.10 Beban - beban pada poros antara.

a. Gaya - gaya yang bekerja

- Berat roda gigi

$$G_{4.} = \rho \pi d_{o4}^2 \cdot b/4$$

$$= 1,17 \text{ Kg}$$

$$G_5 = \pi d_{05}^2 \cdot b/4 = 2,925 \text{ Kg} .$$

- Gaya tangensial

$$P_{4H} = P_{1H} = 112,5 \text{ Kg} .$$

$$P_{5H} = \frac{d_{04}}{d_{05}} P_{4H}$$

$$= 45 \text{ Kg} .$$

- Gaya Vertikal

$$P_{4V} = P_{1V}$$

$$= 52,41 \text{ Kg} .$$

$$P_{5V} = P_{5H} \tan \alpha$$

$$= 16,38 \text{ Kg} .$$

- Gaya horizontal pada poros

$$P_{4x} = P_{4H} = 112,5 \text{ Kg} .$$

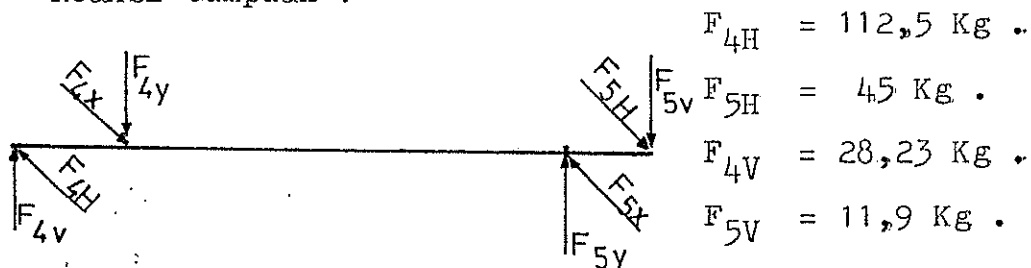
$$P_{5x} = P_{5H} = 45 \text{ Kg} .$$

- Gaya vertikal pada poros

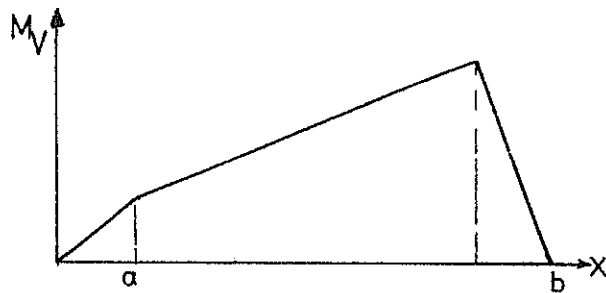
$$F_{4y} = P_{4V} + G_4 = 53,58 \text{ Kg} .$$

$$F_{5y} = P_{5V} - G_5 = 13,45 \text{ Kg} .$$

Reaksi tumpuan :



- Momen lentur bidang vertikal



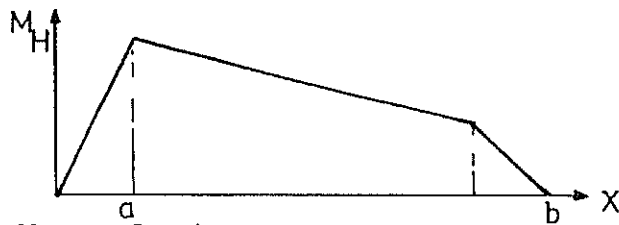
$$M_{av} = F_{5v} \cdot 35$$

$$= 416,5 \text{ Kg-mm} .$$

$$M_{bv} = F_{4v} \cdot 35$$

$$= 988,05 \text{ Kg-mm} .$$

- Momen lentur bidang horizontal



$$M_{ah} = 1575 \text{ Kg-mm} .$$

$$M_{bh} = 3937,5 \text{ Kg-mm} .$$

- Momen lentur maksimum

$$M_a = (M_{av}^2 + M_{ah}^2)^{\frac{1}{2}} = 1629,14 \text{ Kg-mm} .$$

$$M_b = (M_{bv}^2 + M_{bh}^2)^{\frac{1}{2}} = 4059,57 \text{ Kg-mm} .$$

$$M_{\max} = M_b = 4059,57 \text{ Kg-mm} .$$

- Momen lentur eki

$$M_v = (M_{\max}^2 + (a/2 \cdot M_t)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$= 5868,18 \text{ Kg-mm} .$$

- b. Diameter poros

$$d_{\min} = 2,17 \left(b \frac{M_v}{\sigma_b} \right)^{1/3}$$

$$= 12,25 \text{ mm} .$$

Poros antara dibuat berdiameter „ d = 20 mm .

3.4.3. Perencanaan Poros Output.

Poros output merupakan poros yang langsung dihubungkan

dengan pulley penggerak melalui sebuah kopling flens . Dengan cara yang sama seperti pada perhitungan sebelumnya , maka poros output dibuat berdiameter $d = 24,0 \text{ mm}$.

3.5. Perencanaan Pasak

Untuk memasang roda gigi pada porosnya dipergunakan pasak . Pada perencanaan ini dipilih pasak bilah benam. Dimensi pasak tergantung dari dimensi poros dan momen torsi yang dipindahkan . Bahan untuk pasak dipilih baja St. 60-1 yang memiliki kekuatan geser sebesar $\tau_s = 330 \text{ N/mm}^2$.

Terdapat delapan buah roda gigi didalam gear box reduksi . Karena diameter poros roda gigi sama besar , maka dimensi pasak untuk kedelapan roda gigi juga sama besar . Dari tabel 18/5 (lihat lampiran) dipilih pasak menurut standart DIN 6255 dengan ukuran sebagai berikut :

- Panjang pasak $l = 25 \text{ mm}$.
- Tebal pasak $t = 6,4 \text{ mm}$.
- Tinggi pasak $t_2 = 2,4 \text{ mm}$.
- Lebar pasak $b = 8,0 \text{ mm}$.

Kekuatan bahan pasak terhadap tekanan permukaan adalah sebesar $P = 115 \text{ N/mm}^2$.

a. Tekanan pada permukaan pasak

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{2 \cdot M_t}{l \cdot d (h - t_1)} & (\text{III-50}) \\
 &= \frac{2 \cdot 4596,09}{25 \cdot 20 (7 - 4)} \\
 &= 6,128 \text{ Kg/mm}^2 .
 \end{aligned}$$

Tekanan kerja ini lebih kecil daripada tekanan maksimum yang diijinkan yaitu sebesar $P_z = 11,6 \text{ Kg/mm}^2$. Sehingga pasak aman terhadap tekanan permukaannya.

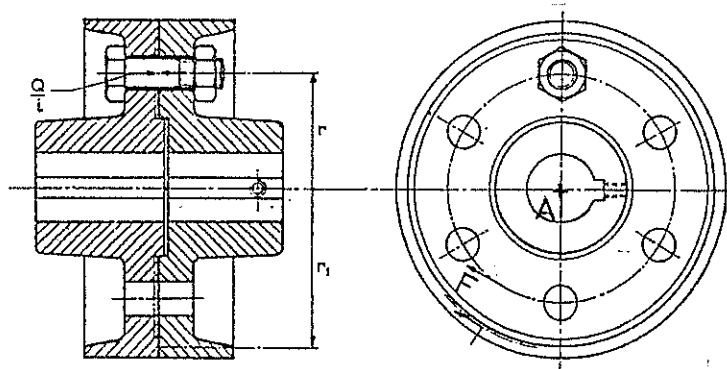
b. Tegangan geser pada pasak

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{2 \cdot M_t}{b \cdot d \cdot l} & (\text{III-51}) \\ &= \frac{2 \cdot 459,09}{8,0 \cdot 20 \cdot 25} \\ &= 0,23 \text{ Kg/mm}^2.\end{aligned}$$

Dari pemeriksaan kekuatan pasak terhadap tegangan geser dan tekanan terhadap permukaan, memenuhi persyaratan. Hal ini berarti pemilihan pasak dapat dipergunakan.

3.6. Perencanaan Kopling Flens

Untuk meneruskan daya dari poros output sistem transmisi menuju pulley penggerak, dipergunakan kopling tetap. Kopling ini terdiri dari flens yang diikat dengan menggunakan enam buah baut. Bentuk dari kopling flens dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 3.11 Penampang kopling flens.

- Kestimbangan momen dititik A

$$M_A = 0$$

$$M_P = 6 F \frac{d}{2} \quad (\text{III-52})$$

$$F = \frac{M_P}{3 \cdot d} = \frac{3687,2}{3 \cdot 80}$$

$$= 153,28 \text{ Kg} .$$

- Tegangan geser karena momen puntir

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (\text{III-53})$$

$$d_b = \left(\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \tau} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Pada perencanaan ini dipilih baut dengan bahan baja St.38.11 yang memiliki tegangan geser ijin , $\tau_b = 63 \text{ N/mm}^2$

$$d_b = \left(\frac{4 \cdot 153,28}{\pi \cdot 6,10} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$= 5,66 \text{ mm} .$$

Karena baut tidak hanya menerima beban tegangan geser melainkan juga tegangan normal karena pre load (beban awal) , maka diameter baut direncanakan $d_b = 8,0 \text{ mm} .$

- Tegangan geser pada baut

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot d_b^2 / 4}$$

$$= \frac{153,28}{\pi \cdot 8^2 / 4} = 3,05 \text{ Kg/mm}^2 .$$

- Tegangan normal

Agar kopling bekerja dengan baik , maka baut pada flens perlu diberi tegangan normal sebagai beban awal , yang besarnya direncanakan , $F_0 = 25 \text{ Kg}$. Dengan demikian tegangan normal karena beban awal adalah :

$$\sigma = \frac{F}{\pi \cdot d_b^2 / 4} = \frac{25}{\pi \cdot 8^2 / 4}$$

$$= 0,5 \text{ Kg/mm}^2.$$

- Tegangan ekuivalen.

$$\sigma_v = (\sigma^2 + a \tau^2)^{\frac{1}{2}}$$

Dimana a merupakan perbandingan antara kekuatan tarik terhadap kekuatan geser . Untuk pengencaman baut standar , menurut Huber dan Hencky besarnya konstanta , $a = 3$. Maka besarnya tegangan ekuivalen adalah :

$$\sigma_v = (0,5^2 + 3,0 \cdot 3,05^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$= 5,31 \text{ Kg/mm}^2.$$

Terlihat bahwa tegangan yang terjadi pada baut lebih kecil dari tegangan yang diijinkan . Dengan demikian , untuk kopling flens ini dapat dipergunakan baut metrik M-8, yang memiliki diameter luar $d = 8,0 \text{ mm}$, diameter inti $d_i = 6,647 \text{ mm}$ dan diameter efektif $d_e = 7,188 \text{ mm}$.

3.7. Perencanaan Bantalan Poros Transmisi

Beban yang diterima oleh poros roda gigi transmisi semuanya berupa beban radial . Adapun beban aksial yang ditimbulkan oleh pengaruh defleksi poros , harganya sangat kecil , sehingga dapat diabaikan . Dengan demikian untuk

menumpu poros tersebut dapat dipergunakan satu jenis bantalan radial yaitu Deep Groove Ball-bearing , DIN 625 . Dalam perencanaan ini dipilih bantalan dengan nomor 6205 yang memiliki ukuran sebagai berikut :

- Diameter dalam $d = 25 \text{ mm}$.
- Diameter luar $D = 52 \text{ mm}$.
- Lebar bantalan $B = 15 \text{ mm}$.
- Beban dasar statis $C = 730 \text{ Kg}$.

a. Umur bantalan poros input

- Putaran poros $n = 745 \text{ rpm}$.
- Beban poros $P = 124,61 \text{ Kg}$.
- Umur bantalan L_h

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

$$= 4497,82 \text{ jam} .$$

b. Umur bantalan poros antara

Ada tiga buah poros antara yang ditumpu pada kedua ujungnya . Sehingga dalam perhitungan juga akan diperoleh tiga harga yang berbeda . Untuk menumpu poros antara ini dipergunakan bantalan dengan nomor 6304 yang memiliki dimensi sebagai berikut :

- Diameter dalam $d = 20 \text{ mm}$.
- Diameter luar $D = 52 \text{ mm}$.
- Lebar bantalan $B = 15 \text{ mm}$.
- Beban dasar $C = 785 \text{ Kg}$.

Dari data sebelumnya telah didapatkan harga - harga :

- Putaran poros $n = 298 \text{ rpm}$.

- Beban poros $P = 311,53 \text{ Kg}$.

- Umur bantalan L_h

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^3$$

Untuk masing - masing bantalan diperoleh :

- $L_{h1} = 894,83 \text{ jam}$.

- $L_{h2} = 1700,18 \text{ jam}$.

- $L_{h3} = 2056,20 \text{ jam}$.

c. Umur bantalan poros output

Untuk poros output ini dipergunakan bantalan yang sama seperti pada poros input yaitu nomor 6205 .

- Putaran poros output $n = 30,55 \text{ rpm}$.

- Beban poros $P = 223,2 \text{ Kg}$.

- Umur bantalan L_h

$$L_h = 19086,38 \text{ jam} .$$

3.8. Pemeriksaan Momen Start Motor Penggerak

Pada saat start , motor harus mampu menghasilkan torsi yang lebih besar untuk mengatasi beban statis dan beban dinamis dari perlengkapan yang digerakkan .

$$M_{\text{start}} = M_{\text{statis}} + M_{\text{dinamis}} \quad (\text{III-54})$$

Besarnya momen statis dan momen dinamis , masing - masing adalah :

$$\begin{aligned} M_{\text{statis}} &= 716200 \frac{N_p}{n_m} \\ &= 716200 \frac{3,46}{745} \\ &= 3327,7 \text{ Kg-mm} . \end{aligned}$$

$$M_{din} = \frac{\delta (GD^2) n_m}{375 \cdot t_s} + \frac{0,975 T_e v^2}{n_m \cdot t_s \cdot \eta} \quad (III-55)$$

Dimana :

δ = Koefisien yang besarnya tergantung dari mekanisme transmisi . Dari referensi 10, hal.334 harganya berkisar antara 1,1 sampai 1,25 . Pada perencanaan ini dipilih $\delta = 1,25$.

GD^2 = Momen Girasi total (Kg-m²) .

n_m = Putaran motor pada kedudukan steady (rpm) .

t_s = Waktu yang dibutuhkan untuk percepatan motor.

T_e = Beban nominal , dalam hal ini merupakan tegangan efektif pulley (Kg) .

V = Kecepatan linier pulley (m/s)

η = Efisiensi mekanisme transmisi , $\eta = 70\%$.

Momen girasi total GD^2 merupakan jumlah dari momen girasi komponen - komponen yang terkait pada shaft motor , yaitu :

- Momen girasi rotor , $GD^2 = 0,00575 \text{ Kg-m}^2$ (tabel)

- Momen girasi pulley

Berat jenis pulley $\rho = 7800 \text{ Kg/m}^3$.

Diameter luar pulley $D_o = 500 \text{ mm}$.

Diameter dalam pulley $D_i = 470 \text{ mm}$.

Lebar pulley $B_p = 900 \text{ mm}$.

Berat pulley $G_p = 160,44 \text{ Kg}$.

Momen girasi pulley $GD^2 = G_p (D_o^2 - D_i^2)$
 $= 0,03 \text{ Kg-m}^2$.

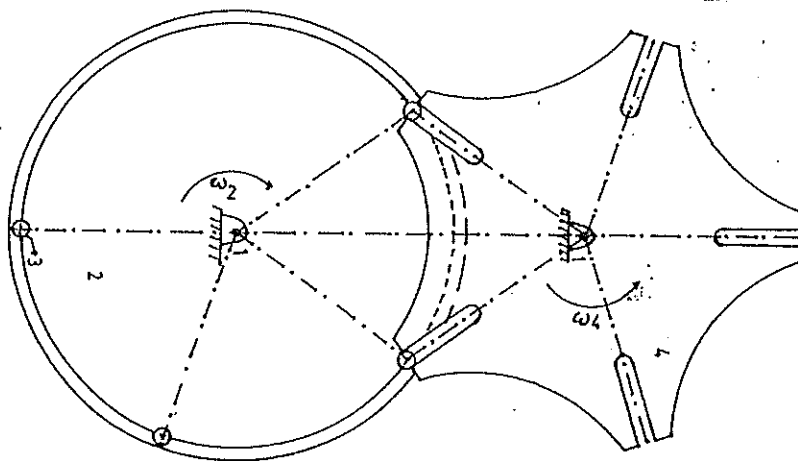
Dengan demikian, maka besarnya momen dinamis adalah :

$$\begin{aligned}
 M_{\text{dinamis}} &= \frac{1,25 \cdot 0,537 \cdot 745}{375 \cdot 20} + \frac{0,975 \cdot 97,43 \cdot 0,8^2}{935 \cdot 0,70 \cdot 20} \\
 &= 666,78 + 46,44 \\
 &= 4040,92 \text{ Kg-mm}
 \end{aligned}$$

Momen star motor ini lebih kecil daripada momen rate, yaitu sebesar $M_p = 4174,55 \text{ Kg-mm}$. Hal ini berarti motor mampu menggerakkan belt conveyor, baik pada saat start maupun pada keadaan steady.

3.9 Perencanaan Roda Genewa

Untuk mendapatkan gerakan periodik (intermittent moving) pada belt conveyor dipergunakan roda genewa. Mekanisme roda genewa terdiri dari sebuah rangkaian batang penghubung yang merubah gerakan terus - menerus menjadi gerakan terputus - putus. Mekanisme dari roda genewa dapat dilihat pada gambar dibawah ini .



Gambar. 3.12 Roda genewa.

Batang penghubung 2 merupakan penggerak yang mana terdapat pena yang mengikat suatu celah dari batang 3 yang digerakkan. Celah tersebut diletakan sedemikian rupa sehingga pena masuk dan meninggalkannya secara tangensial. Keuntungan dari mekanisme roda genewa adalah memberikan indeks (selang waktu untuk berhenti) tanpa menimbulkan beban impact..

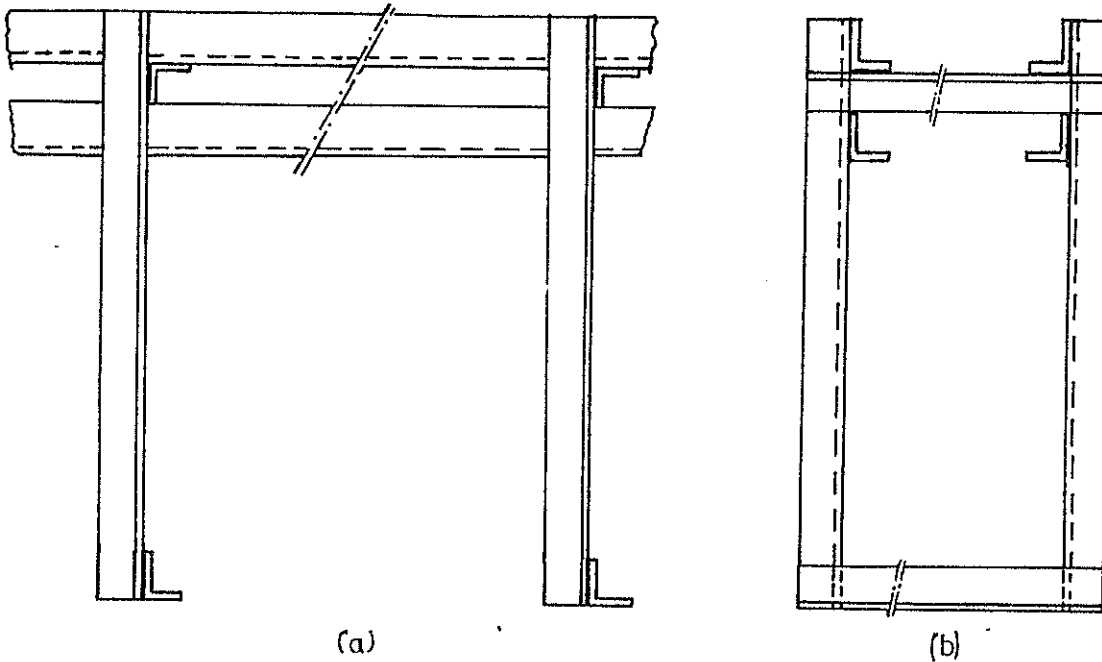
Rasi kecepatan putaran antara mekanisme penggerak dan yang digerakkan dapat ditentukan dengan menghitung besarnya sudut yang dibentuk antara kedua celah dan jumlah pena pada batang penggerak.. Untuk mencegah agar mekanisme yang digerakkan tidak berputar kecuali selama periode pemberian indeks, dipergunakan pelat pengunci.. Pelat ini diatur oleh batang penggerak..

Sesuai dengan perencanaan, kecepatan belt conveyer, maka besarnya sudut $\alpha = 360/5 = 72^{\circ}$, dengan jumlah pena pada penggerak sebanyak empat buah..

BAB IV

PERENCANAAN STRUKTUR PENUMPU

Struktur penumpu belt conveyor, direncanakan berbentuk frame (rangka) yang terdiri dari batang - batang profil seperti terlihat pada gambar berikut :



Gambar 4.1 Struktur penumpu Belt Conveyor.

a- Penampang memanjang

b- Penampang melintang

Dari gambar diatas terlihat bahwa rangka penumpu belt conveyor terdiri dari batang melintang dan dua batang memanjang yang berfungsi untuk menumpu flat roller idler. Untuk menahan batang memanjang tersebut dipergunakan sepasang batang tegak yang dipasang disepanjang sisi kiri dan kanan.

Rangka untuk menumpu roller conveyor hampir sama dengan rangka pada belt conveyor. Pada roller conveyor cukup dipergunakan sebuah batang memanjang yang berfungsi sebagai penumpu roller.

4.1. Perencanaan Struktur Belt Conveyor

4.1.1. Perencanaan Batang Penumpu Roller Idler

Beban - beban yang diterima batang penumpu roller idler terdiri atas :

- Muatan sabuk $q = 12,5 \text{ Kg/m.}$
- Berat sabuk $q_b = 5,87 \text{ Kg/m.}$
- Berat roller $q_p = 5,86 \text{ Kg/m.}$
- Perlengkapan - perlengkapan lainnya yang berupa bantalan, rumah bantalan, baut dan lain-lain; diperkirakan $q_a = 8 \text{ Kg/m.}$

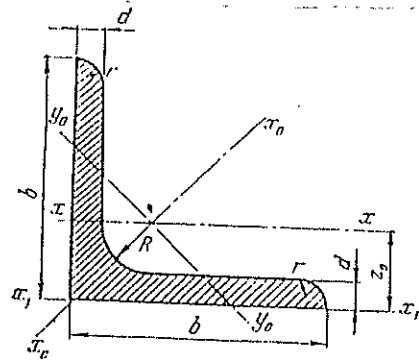
Dengan demikian maka beban total persatuan panjang yang diterima oleh batang penumpu roller adalah :

$$\begin{aligned} q_{tot} &= (q + q_p + q_a) & (\text{ IV-1 }) \\ &= 32,23 \text{ Kg/m.} \end{aligned}$$

Beban ini harus ditanggung oleh dua buah batang yang memanjang. Untuk memudahkan perhitungan, distribusi beban beserta berat batang diasumsikan merata. Sehingga beban total yang diterima oleh sebuah batang adalah :

$$\begin{aligned} Q &= \frac{1}{2} \cdot q_{tot} \cdot l & (\text{ IV-2 }) \\ &= \frac{1}{2} \cdot 32,23 \cdot 5 \\ &= 80,575 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

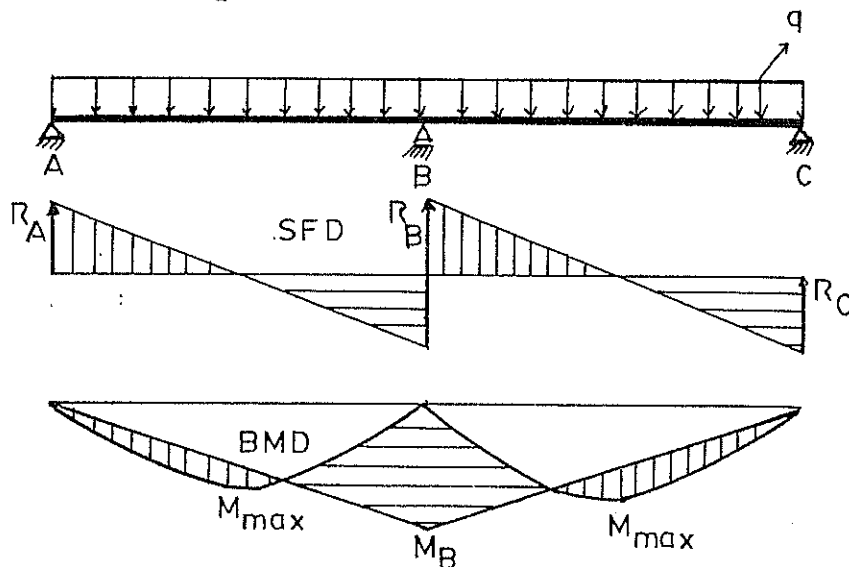
Batang penumpu roller idler direncanakan baja profil L 100 x 100 x 6,5 , dengan dimensi sebagai berikut :



Gambar 4.2 Profil batang rangka penumpu roller.

- Berat persatuan panjang $G = 10,1 \text{ Kg/m.}$
- Luas penampang potongan $F = 1280 \text{ mm}^2.$
- Momen tahanan $W_x = 16666 \text{ mm}^3.$

a. Reaksi Tumpuan



Gambar 4.3 Reaksi tumpuan.

Dengan menggunakan dalil 3 momen Clapyron akan diperoleh :

- Sudut belahan karena muatan.

$$\begin{aligned} \theta_{ba} + \theta_{bc} &= \frac{q \cdot L_a^3}{24 \cdot E \cdot I} + \frac{q \cdot L_b^3}{24 \cdot E \cdot I} & (IV-3) \\ &= \frac{167,87}{EI} \end{aligned}$$

- Sudut belahan karena momen

$$\begin{aligned}\delta_{ba} + \delta_{bc} &= \frac{M_b \cdot L_a}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{M_b \cdot L_c}{3 \cdot E \cdot I} & (IV-4) \\ &= \frac{10 M_b}{3 \cdot EI}\end{aligned}$$

Dengan menggabungkan kedua persamaan diatas diperoleh :

$$\frac{167,87}{EI} = \frac{10 M_b}{3 EI} \quad \text{=====} \quad M_b = 50361 \text{ Kgmm.}$$

- Momen bending pada batang

Dengan asumsi muatan terletak diatas batang sendi-rol maka akan didapatkan :

$$\begin{aligned}M'_{\max} &= 1/8 \cdot q \cdot L_a^2 = 1/8 \cdot 16,115 \cdot 5^2 \\ &= 50359 \text{ Kgmm.}\end{aligned}$$

- Gaya reaksi tumpuan

$$\begin{aligned}R_A &= q' - \frac{M_b}{L_a} = 40,2875 - \frac{50361}{5000} \\ &= 30,215 \text{ Kg.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}R_B &= q' + \frac{M_b}{L_a} + \frac{M_b}{L_c} = 40,2875 + \frac{50361}{5000} + \frac{50361}{5000} \\ &= 60,432 \text{ Kg.}\end{aligned}$$

$$R_C = R_A = 30,215 \text{ Kg.}$$

- Momen bending maksimum

$$\begin{aligned}M_{\max} &= 1/8 \cdot q \cdot (L_a')^2 = 1/8 \cdot 16,115 \cdot (2,5)^2 \\ &= 12589 \text{ Kgmm.}\end{aligned}$$

b. Tegangan normal

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{12589}{1.6666}$$
$$= 0,76 \text{ Kg/mm}^2$$

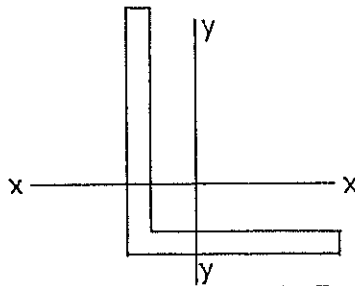
- Faktor keamanan

Untuk batang pemumpu roller idler ini dapat dipergunakan baja GST 38 yang memiliki kekuatan tarik terhadap beban dimamis sebesar $\sigma_{bw} = 20 \text{ N/mm}^2$.

$$S_f = \frac{\sigma_{bw}}{\sigma_{\max}} = \frac{2,04}{0,760} = 2,68$$

4.1.2. Perencanaan Batang Melintang

Batang melintang direncanakan baja profil L 64 x 64 x 5 dengan dimensi sebagai berikut :

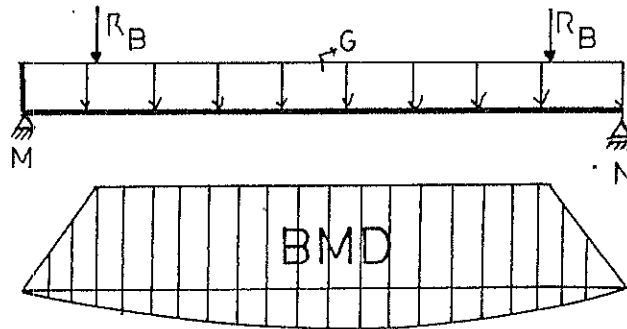


Gambar 4.4. Profil batang melintang.

- Berat persatuan panjang $G = 4,90 \text{ Kg/m}$
 - Luas penampang potongan $F = 581 \text{ mm}^2$
 - Momen tahanan bending $I/c = 4960 \text{ mm}^3$
- Reaksi tumpuan

Dari perhitungan sebelumnya telah diperoleh harga gaya reaksi $R_B = 60,432 \text{ Kg}$. Batang melintang ini sebenarnya

tidak menerima beban lentur. Dalam perhitungan ini dilakukan dengan asumsi, paku keling yang menahan batang penumpu roller tidak mampu menanggung beban.



Gambar 4.5 Reaksi tumpuan

$$\begin{aligned} R_M = R_N &= R_B + \frac{1}{2} \cdot G \cdot L \\ &= 60,432 + \frac{1}{2} \cdot 4,9 \cdot 1,10 \\ &= 63,13 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

- Momen maksimum

$$\begin{aligned} M_{\max} &= R_M \cdot 50 \\ &= 3156,5 \text{ Kgmm.} \end{aligned}$$

- Tegangan Normal

$$\begin{aligned} \sigma_n &= \frac{M_{\max}}{I/c} = \frac{3156,5}{4960,0} \\ &= 0,64 \text{ Kg/mm}^2. \end{aligned}$$

Untuk batang melintang ini dapat dipergunakan baja cor GST 38 yang memiliki kekuatan tarik sebesar $\sigma_b = 20 \text{ N/mm}^2$.

4.1.3. Perencanaan Batang Penumpu Return Roller Idler

Beban - beban yang diterima oleh batang penumpu return roller idler terdiri atas :

- Berat sabuk $q_b = 5,87 \text{ Kg/m.}$

- Berat roller $q_p = 2,93 \text{ Kg/m}$.

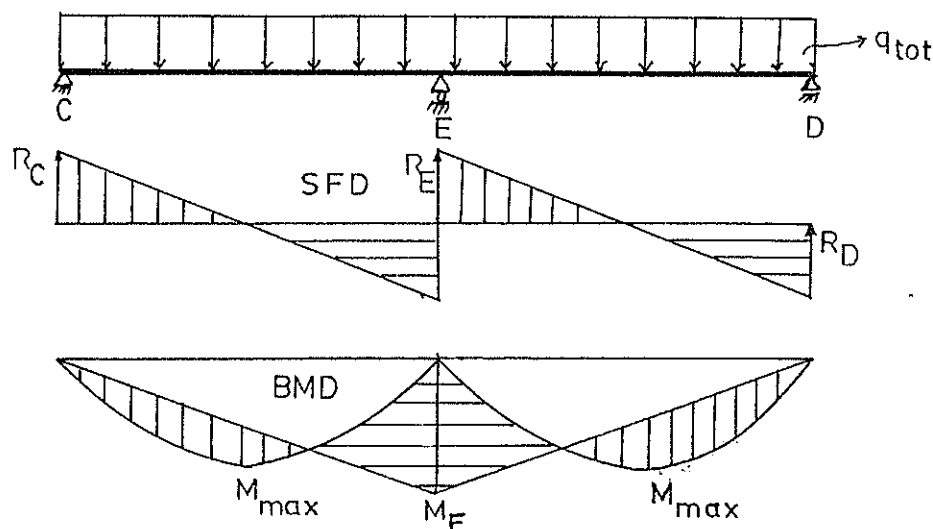
- Berat perlengkapan lainnya, diperkirakan $q_a = 1,5 \text{ Kg/m}$

Sebagaimana pada perhitungan batang penumpu roller idler, maka beban pada batang penumpu return roller idler juga diasumsikan terdistribusi merata dan sama besar pada kedua sisinya. Untuk ini dipilih batang profil L 50x50x5, dengan dimensi :

- Berat persatuan panjang $G = 3,77 \text{ Kg/m}$.

- Luas penampang potongan $F = 480 \text{ mm}^2$

- Momen tahanan $W_x = 13223 \text{ mm}^3$.



Gambar 4.6 Reaksi tumpuan.

Beban total persatuan panjang yang diterima oleh satu sisi batang penumpu adalah :

$$\begin{aligned} q_{tot} &= \frac{1}{2} (q_b + q_p + q_a) + G \\ &= 8,92 \text{ Kg/m} . \end{aligned}$$

- Berat total

$$\begin{aligned} Q &= q_{tot} \cdot L \\ &= 44,6 \text{ Kg} . \end{aligned}$$

Dengan cara yang sama seperti pada perhitungan sebelumnya akan diperoleh harga - harga :

- Reaksi tumpuan

$$R_C = R_D = 22,3 \text{ Kg.}$$

$$R_E = 44,6 \text{ Kg.}$$

- Momen maksimum

$$M_{\max} = 6968,75 \text{ Kgmm.}$$

- Tegangan normal

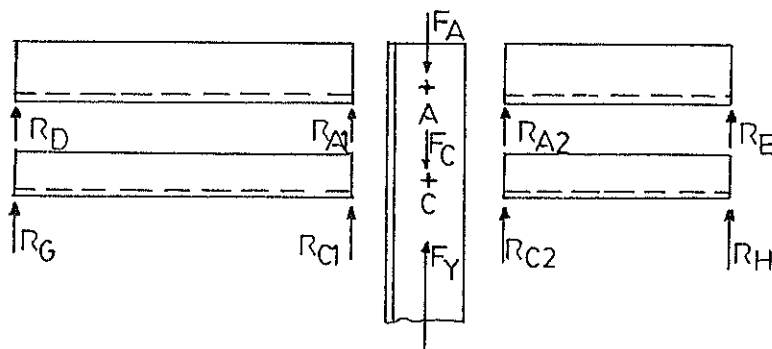
$$\sigma_n = 0,53 \text{ Kg/mm}^2.$$

Dengan demikian dapat dipilih batang penumpu return roller idler dengan bahan yang sama yaitu GST 38.

4.1.4 Perencanaan Batang Tegak

Beban yang diterima oleh batang tegak rangka terdiri atas berat batang memanjang beserta beban di atasnya dan berat batang melintang. Diasumsikan setiap batang tegak yang berada disepanjang sisi kiri dan kanan batang memanjang, menerima beban yang sama besar.

a. Gaya - gaya yang bekerja



Gambar 4.7 Gaya pada batang tegak.

- Titik A.

$$\begin{aligned} F_A &= R_{A1} + R_{A2} \\ &= 2 R_A \equiv R_M \\ &= 63,13 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

- Titik C.

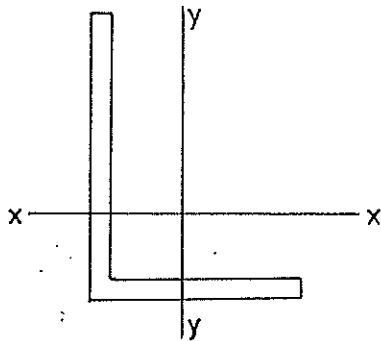
$$\begin{aligned} F_C &= 2 R_C \\ &= 44,6 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

b. Reaksi tumpuan.

$$\begin{aligned} F_y &= 0 \\ R_E &= F_A + F_C \\ &= 107,73 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

Direncanakan batang tegak dari baja profil L 100 x 50 x 6 dengan dimensi sebagai berikut :

- Luas penampang potongan $F = 771 \text{ mm}^2$.
- Berat persatuan panjang $G = 6,85 \text{ Kg/mm}$.
- Momen inersia luas terhadap sumbu x, $I_x = 897000 \text{ mm}^4$.
- Momen inersia luas terhadap sumbu y, $I_y = 153000 \text{ mm}^4$.
- Momen tahanan terhadap sumbu x $W_x = 19166 \text{ mm}^3$.
- Momen tahanan terhadap sumbu y $W_y = 3142 \text{ mm}^3$.



Gambar 4.8 Profil batang tegak.

c. Tegangan normal

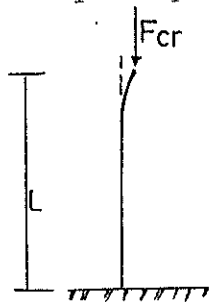
$$\begin{aligned}\sigma_n &= \frac{R_E}{F} = \frac{107,73}{771} \\ &= 0,140 \text{ Kg/mm}^2.\end{aligned}$$

Tegangan normal yang terjadi ini sangat kecil bila dibandingkan dengan kekuatan yield baja GST 10. Sehingga pemilihan bahan memenuhi syarat.

4.1.5. Pemeriksaan Terhadap Buckling

Beban yang diterima oleh batang tegak rangka berupa beban tekan. Sehingga batang mengalami tegangan kompresi. Karena itu, maka keamanan batang terhadap tekukan perlu diperiksa.

Dari spesifikasi data bahan diketahui bahwa momen inersia luas terhadap sumbu y lebih kecil daripada terhadap x. Sehingga pemeriksaan cukup dilakukan terhadap tekukan dalam arah y saja. Diasumsikan beban pada batang tegak bekerja pada pusat luas penampangnya. Maka beban kritis yang terjadi adalah :



$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_y}{4 \cdot I_e^2} \quad (\text{IV-5})$$

Dimana : E = modulus elastisitas bahan, E = 40000 N/mm².

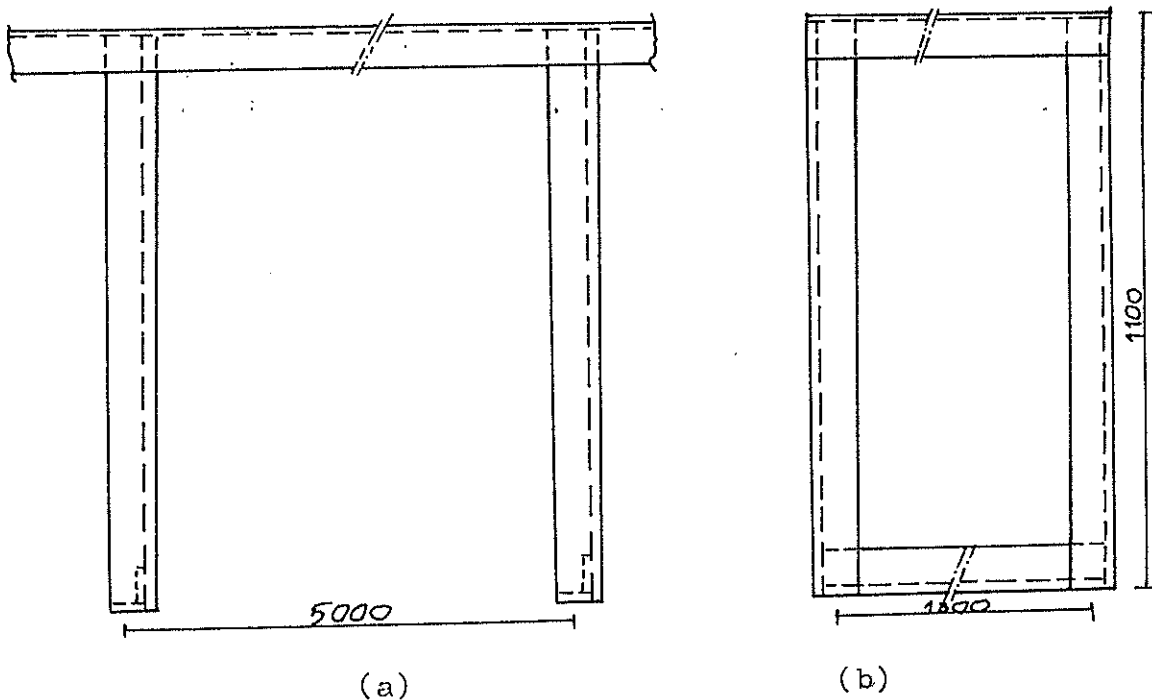
I_e = Panjang batang ektivalen, I_e = 2 · L

$$\begin{aligned}
 F_{cr} &= \frac{\pi^2 \cdot 40000 \cdot 153000}{4 \cdot (2400)^2} \\
 &= 2621,61 \text{ Newton.} \\
 &= 267 \text{ Kg.}
 \end{aligned}$$

Ternyata beban yang bekerja pada batang masih lebih kecil dari beban kritis yang diijinkan. Dengan demikian berarti batang tegak aman terhadap buckling.

4.2. Perencanaan Struktur Roller Conveyor

Struktur roller conveyor terdiri dari batang memanjang sebagai penumpu roller yang didukung oleh sepasang batang tegak disisi kiri dan kanan. Bentuk struktur roller conveyor dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 4.9 Penampang rangka roller conveyor

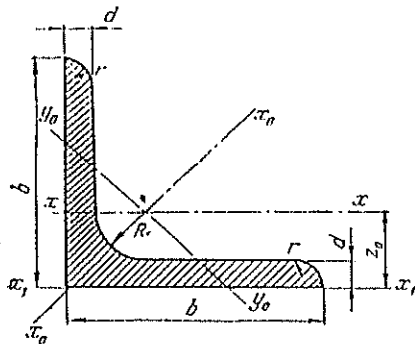
- a- Penampang memanjang.
- b- Penampang melintang.

4.2.1. Perencanaan Batang Memanjang

Beban - beban yang diterima oleh batang penumpu roller terdiri dari :

- Muatan conveyor $q = 250 \text{ Kg.}$
- Berat roller beserta peralatan lainnya yang diperkirakan sebesar $q_p = 35 \text{ Kg/buah.}$

Batang penumpu direncanakan dari baja profil L 100 x 100 x 10 yang memiliki dimensi :



- Berat persatuan panjang $G = 15,1 \text{ Kg/m.}$
- Luas penampang potongan $F = 1920 \text{ mm}^2.$
- Momen tahanan $W_x = 24965 \text{ mm}^3.$

Dengan asumsi bahwa beban terdistribusi merata sepanjang batang, maka beban yang diterima oleh setiap batang memanjang adalah :

- Beban total

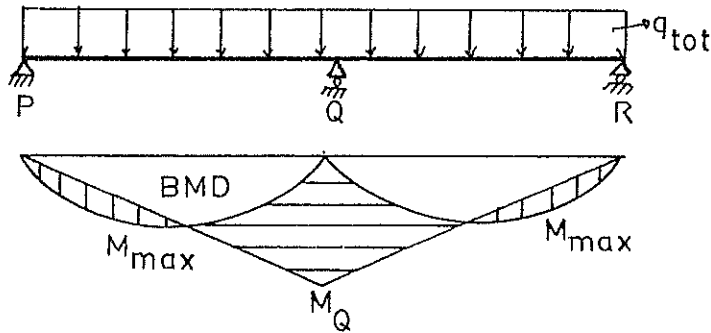
$$\begin{aligned} Q &= \frac{1}{2} (q + q_p \cdot z) + G \cdot L \\ &= \frac{1}{2} (250 + 35 \cdot 23) + 15,1 \cdot 5 \\ &= 603 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

- Beban persatuan panjang

$$\begin{aligned} q_{\text{tot}} &= Q / L \\ &= 0,1206 \text{ Kg/ mm.} \end{aligned}$$

a. Reaksi tumpuan

Dengan cara yang sama seperti pada perhitungan sebelumnya akan didapatkan harga - harga :



Gambar 4.10 Diagram momen batang.

- Gaya reaksi tumpuan

$$R_p = R_r = 301,5 \text{ Kg.}$$

$$R_q = 603 \text{ Kg.}$$

- Momen pada batang

$$M_q = M_{max} = 3768,75 \text{ Kgmm.}$$

$$M_{max} = 188437,5 \text{ Kgmm.}$$

b. Tegangan normal

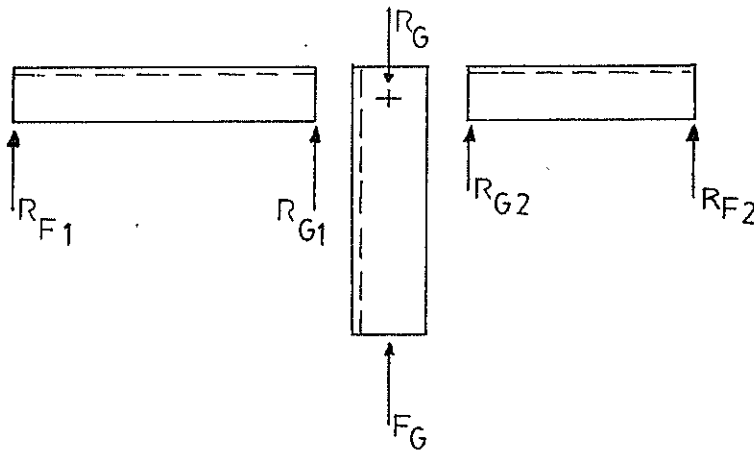
$$\begin{aligned} \sigma_n &= \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{188437,5}{1920,0} \\ &= 7,55 \text{ Kg/mm}^2. \end{aligned}$$

Untuk batang memanjang ini dapat dipergunakan baja cor GST 38 yang memiliki kekuatan tarik ijin $\sigma_{bw} = 160 \text{ N/mm}^2$.

4.2.2 Perencanaan Batang Tegak.

Batang tegak rangka menerima beban yang berasal dari batang penumpu roller. Diasumsikan beban yang diterima oleh

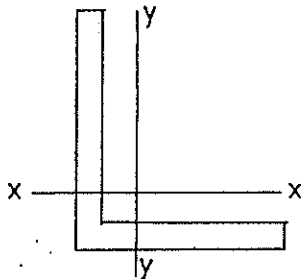
batang tegak disisi kiri dan kanan sama besar



- Gaya reaksi yang bekerja dititik G

$$\begin{aligned} F_G &= R_{G1} + R_{G2} \\ &= 2 R_G \\ &= 630 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

Direncanakan batang berupa profil L 100 x 50 x 6
dengan dimensi :



- Berat persatuan panjang $G = 6,85 \text{ Kg/m.}$
- Luas penampang potongan $F = 771 \text{ mm}^2.$
- Momen inersia luas terhadap sumbu x, $I_x = 897000 \text{ mm}^4.$
- Momen inersia luas terhadap sumbu y, $I_y = 153000 \text{ mm}^4.$

- Tegangan normal

$$\begin{aligned} \sigma_n &= \frac{F_G}{F} = \frac{630}{771} \\ &= 0,83 \text{ Kg/mm}^2. \end{aligned}$$

Tegangan ini sangat kecil bila dibandingkan dengan kekuatan yield dari baja GST 20, $\sigma_{bw} = 200 \text{ N/mm}^2$ dengan modulus elastisitas $E = 100000 \text{ N/mm}^2$. sehingga pemilihan bahan memenuhi persyaratan.

4.2.3. Pemeriksaan Terhadap Tekukan

Dengan cara yang sama seperti pada perhitungan buckling akan didapatkan beban kritis sebesar :

$$\begin{aligned} F_{cr} &= \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_y}{4 \cdot l_e} = \frac{\pi^2 \cdot 100000 \cdot 153000}{4 \cdot (2200)^2} \\ &= 7799,8 \text{ N.} \\ &= 787,86 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

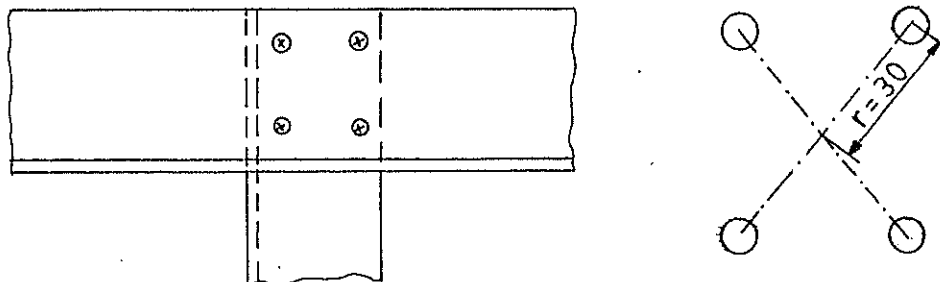
Ternyata beban yang bekerja pada batang lebih kecil daripada beban kritis. Sehingga bahan dapat dipakai.

4.3. Perencanaan Sambungan Rangka

4.3.1. Sambungan Rangka Belt Conveyor

Batang - batang pada rangka penumpu belt conveyor direncanakan disambung dengan menggunakan paku keling. Untuk memudahkan pengerjaan, bahan paku keling dibuat sama, yaitu St. 34 yang memiliki tegangan geser ijin $\sigma_b = 140 \text{ N/mm}^2$.

4.3.1.1. Sambungan Pada Batang Penumpu Roller Idler



Gambar 4.11 Penampang sambungan.

Dari perhitungan sebelumnya telah didapatkan harga :

- Gaya reaksi $F = 60,432 \text{ Kg}$.
- Momen maksimum $M_{\max} = 12589 \text{ Kg-mm}$.

Direncanakan diameter paku keling $d_p = 10 \text{ mm}$ dengan bentuk dan ukuran sambungan batang penumpu roller terhadap batang tegak seperti terlihat pada gambar diatas .

a. Beban pada tiap paku keling

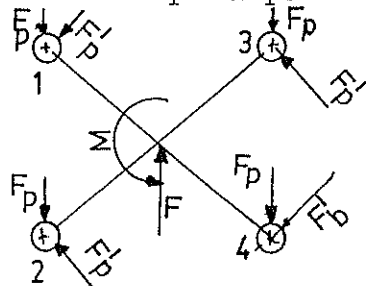
- Karena gaya F

$$F_p = \frac{F}{4} = 15,11 \text{ Kg} .$$

- Karena momen maksimum

$$F'_p = \frac{M_{\max}}{4 \cdot r} = \frac{12589}{4 \cdot 30} \\ = 105 \text{ Kg} .$$

b. Beban maksimum pada paku keling



Dari gambar diatas terlihat bahwa beban terbesar diterima oleh paku keling nomor 1 dan 4 .

$$F_1 = F_4 = (F_p^2 + F_p'^2 + 2 F_p \cdot F_p' \cos \theta)^{\frac{1}{2}} \quad (\text{IV-6}) \\ = (228,31 + 24762,17 + \\ 2 \cdot 2377,71 \cos 42^\circ)^{\frac{1}{2}} \\ = 168,99 \text{ Kg} .$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \frac{F}{A_p} = \frac{F}{\pi/4 \cdot d_p^2} \\ &= 2,15 \text{ Kg/mm}^2.\end{aligned}$$

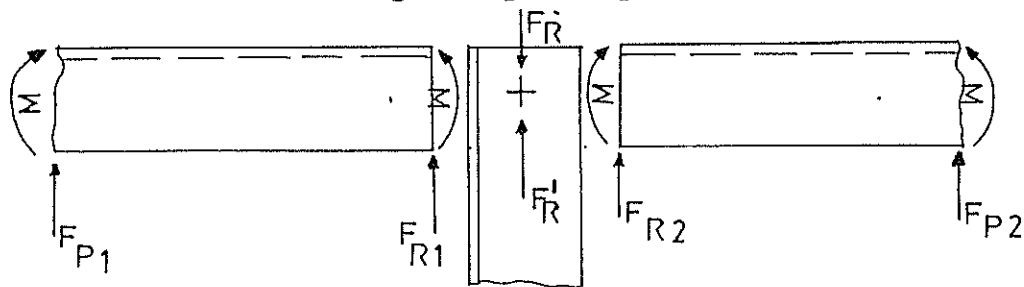
c.. Faktor keamanan

Dari perhitungan - perhitungan diatas , ternyata tegangan geser maksimum yang terjadi pada paku keling lebih kecil daripada kekuatan geser bahan St.34 .

$$\begin{aligned}s_f &= \frac{\tau_z}{\tau_{\max}} = \frac{14,28}{2,150} \\ &= 6,62.\end{aligned}$$

4.3.1.2. Sambungan Pada Batang Penumpu Return Roller idler

Direncanakan diameter paku keling $d_p = 7 \text{ mm}$ dengan bentuk dan ukuran sambungan seperti pada gambar berikut .



Gambar 4.12 Bentuk sambungan .

Dari perhitungan sebelumnya telah diperoleh harga - harga :

- Gaya reaksi $F_R = 44,46 \text{ Kg}$.
- momen maksimum $M_m = 6968,75 \text{ Kg-mm}$.

Dengan menggunakan cara yang sama seperti pada perhitungan sebelumnya akan didapatkan :

a. Beban pada tiap paku keling

$$F_p = 11,15 \text{ Kg .}$$

$$F'_p = 195,75 \text{ Kg .}$$

b. Beban maksimum pada paku keling

$$F_1 = F_1 = 203,78 \text{ Kg .}$$

$$\sigma_m = 5,29 \text{ Kg/mm}^2 \text{ .}$$

c. Faktor keamanan

$$S_f = \frac{\sigma_z}{\sigma_m} = \frac{14,28}{5,300}$$

$$= 2,69 > 1$$

4.3.2. Sambungan Rangka Roller Conveyor

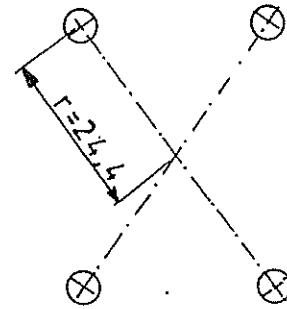
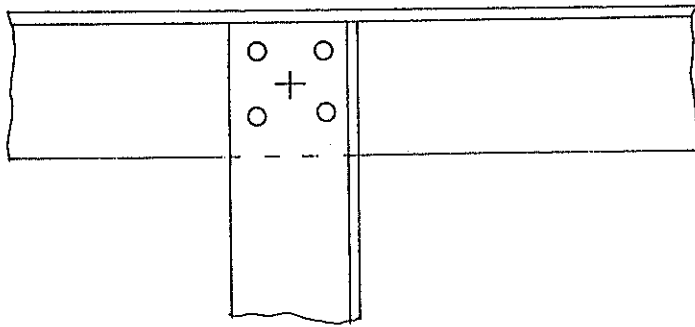
Batang - batang pada rangka roller conveyor direncanakan disambung dengan menggunakan baut . Untuk memudahkan pengerjaan , ukuran dan bahan baut dibuat sama, yaitu :

- Bahan baut , baja St. 70-2 yang memiliki kekuatan geser $\sigma_{bw} = 260 \text{ N/mm}^2$.
- Diameter nominal baut , $d_b = 12 \text{ mm}$.

Dari perhitungan sebelumnya telah diketahui :

- Gaya reaksi batang $F_G = 630 \text{ Kg}$.
- Momen maksimum , $F_{max.} = 188437,5 \text{ Kg-mm}$.

Direncanakan bentuk dan ukuran sambungan batang penumpu roller terhadap batang tegak seperti terlihat pada gambar 4.13 .



Gambar 4.13 Penampang sambungan rangka roller conveyor .

a. Beban pada setiap baut

- Karena gaya reaksi

$$F_b = \frac{F_G}{4}$$

$$= 157,5 \text{ Kg .}$$

- Karena momen

$$F'_b = \frac{M_{\max}}{4 \cdot r} = \frac{188437,5}{4 \cdot 24,4}$$

$$= 1930,71 \text{ Kg .}$$

b. Beban maksimum pada baut

$$F_{\max} = (F_b^2 + F'_b{}^2 + 2 F_b F'_b \cos \theta)^{\frac{1}{2}}$$

$$= (157,5^2 + 1930,71^2 + 2 \cdot 157,5 \cdot 1930,71 \cos 55^\circ)^{\frac{1}{2}}$$

$$= 2025,15 \text{ Kg .}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_b} = \frac{2025,15}{113,10}$$

$$= 17,85 \text{ Kg/mm}^2 .$$

c.. Faktor keamanan

$$S_f = \frac{\sigma_{bw}}{\sigma_{max}} = \frac{26,531}{17,850}$$
$$= 1,50$$

BAB V

PERENCANAAN PERLENGKAPAN CONVEYOR

Agar dapat beroperasi dengan baik , maka suatu sistem conveyor perlu dilengkapi dengan peralatan tambahan .

5.1. Rope dan Pulley

Untuk mengencangkan sabuk belt conveyor dipergunakan take up dengan cara menarik idler pulley menjauhi terminal nya dengan menggunakan rope yang diberi beban melalui sebuah pulley .

a. Diameter Rope

Direncanakan rope dari bahan Plowsteel yang memiliki tegangan patah sebesar $\sigma_b = 12000 \text{ Kg/Cm}^2$ dengan modulus elastisitas $E = 827280 \text{ Kg/Cm}^2$ (tabel 12-3, lihat lampiran). Apabila dipergunakan rope dengan jumlah kawat $6 \times 19 \times 1 = 144$, dengan mengambil faktor keamanan $K = 4$, maka untuk jumlah tekukan tali $n = 2$ diperoleh $D/d_{\min} = 20$ (tabel 7 lihat lampiran) . Diameter rope dapat dicari dengan persamaan 12 , referensi 9) .

$$F_{114} = \frac{T}{\frac{\sigma_0}{K} - \frac{d}{D_{\min}} 50000} \quad (V-1)$$

Dimana t adalah tegangan tang bekerja pada rope . Dalam hal ini berat take up, $G_{TU} = 174,96 \text{ Kg}$.

$$F_{114} = \frac{174,96}{\frac{12000}{4} - \frac{1}{20} 50000} = 0,35 \text{ Cm}^2$$

Untuk luas cross-section $F_{114} = 0,35 \text{ Cm}^2$ diperoleh diameter rope $d = 7,1 \text{ mm}$. Sesuai standart yang ada , maka diameter rope diambil $d = 7,7 \text{ mm}$ dengan diameter kawat $\phi = 0,48 \text{ mm}$. Dengan demikian dapat dipergunakan rope menurut standart Soviet dengan penandaan $6 \times 19 + 1 - 7,7 - 120$.

b. Diameter pulley

$$\begin{aligned} D &= 20 d & (V-2.) \\ &= 20 \cdot 7,7 \\ &= 154 \text{ mm} . \end{aligned}$$

- Checking diameter pulley

Menurut persamaan 18 , referensi 10 , diameter pulley minimum adalah :

$$D = e_1 \cdot e_2 \cdot d \quad (V-3)$$

Dimana :

e_1 = Faktor yang besarnya tergantung kondisi operasi

$e_1 = 12$ (tabel 9 , lihat lampiran)

e_2 = Faktor yang harganya tergantung konstruksi rope

$e_2 = 1,0$.

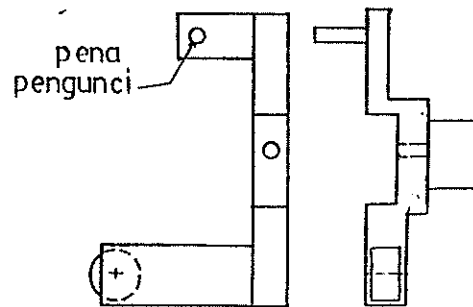
Sehingga diperoleh harga diameter minimum $D_{\min} = 92,4 \text{ mm}$.

Dengan demikian maka diameter pulley dibuat $d = 154 \text{ mm}$.

5.2. Perencanaan Batang Pengunci

Untuk mengatur gerakan roda genewa agar sesuai dengan yang dikehendaki diperlukan adanya pengunci . Prinsip kerja batang pengunci ini adalah adanya gerakan dari pena pengunci yang keluar masuk lubang pada roda genewa untuk mengatur

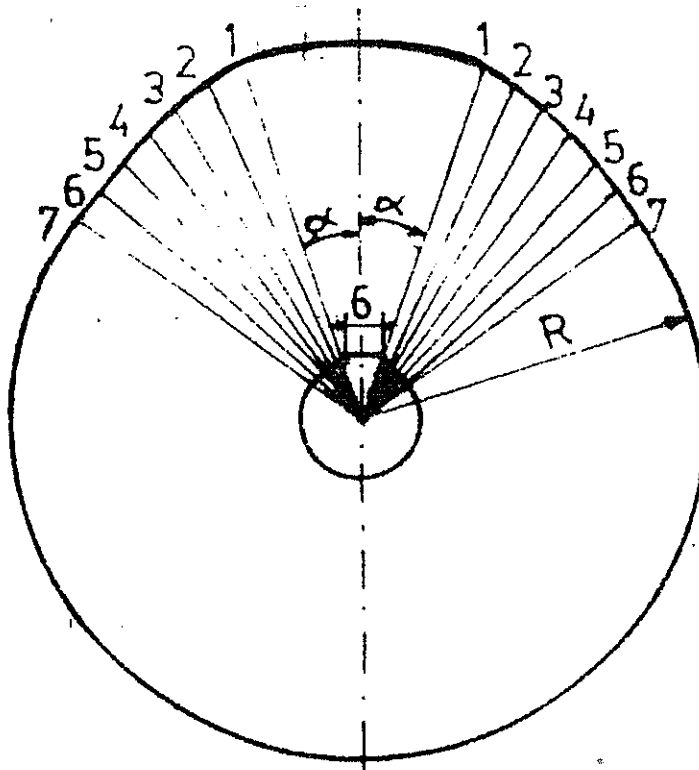
Bentuk dari batang pengunci dapat dilihat pada gambar 5.1.



Gambar 5.1 Penampang batang pengunci.

5.3. Perencanaan Cams

Gerakan batang pengunci yang terdapat pada roda gene-
wa diatur dengan menggunakan Cams. Putaran cams dilakukan
oleh poros yang memutar pena penggerak roda genewa .



Gambar 5.2 Cams .

5.3.1. Pembentukan Profil Cams

Faktor utama yang perlu diperhatikan dalam merencanakan sebuah cams adalah menentukan lintasan follower. Dengan mengetahui bentuk lintasan dari gerakan follower, maka setiap titik dari profil cams dapat ditentukan sesuai dengan bentuk lintasan follower yang dikehendaki.

Ada beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam membuat profil cams, yaitu :

1. Base Circle (lingkaran dasar).

Yaitu lingkaran terkecil yang dapat digambarkan pada profil cams.

2. Trace Point (titik pijak).

Adalah titik yang dipergunakan sebagai acuan untuk mendapatkan kurva lingkaran singgung. Dalam suatu roller follower, maka pusat dari roller merupakan Trace Point.

3. Pressure Angle (sudut tekan).

Yaitu sudut yang dibentuk antara arah gerakan dari follower dan normal pada lingkaran singgung. Besarnya sudut tekan ini sangat penting dalam perencanaan suatu profil cams. Sudut tekan yang terlampau besar akan menghasilkan gerakan follower tidak mulus (terjadi loncatan pada bantalannya).

4. Pitch Point (titik singgung lingkaran dasar).

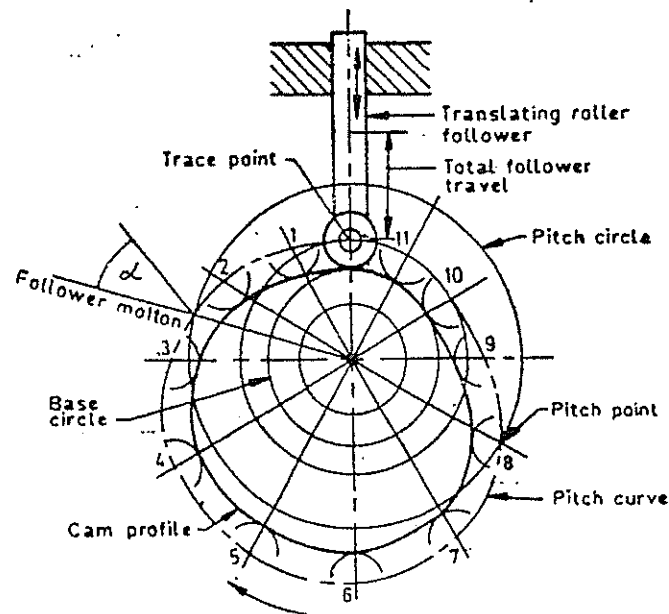
Adalah titik pada lingkaran dasar yang memiliki sudut tekan maksimum.

5. Pitch Circle (lingkaran dasar).

Pitch Circle merupakan suatu lingkaran dari pusat cams yang melewati pitch point ..

6. Stroke (panjang langkah) .

Yaitu panjang lintasan maksimum yang dapat ditempuh dari posisi terendah sampai posisi tertinggi .



Gambar 5.3 Profil cams .

Dalam perencanaan cams yang dipergunakan untuk menga-
tur gerakan batang pengunci roda genewa ada empat hal yang
diutamakan , yaitu :

1. Menentukan titik dimana agar pena batang pengunci mu-
lai masuk lubang pengunci .
2. Menentukan titik dimana pena batang pengunci sepe-
nuhnya berada dalam lubang pengunci .
3. Menentukan titik dimana pena batang pengunci mulai
keluar meninggalkan lubang pengunci .
4. Menentukan panjang langkah folower dari batang pe-
ngunci .

DAFTAR PUSTAKA

1. Asea Motors Catalogue B10-7001, Edition 3, Februari ; 1986..
2. A. Spivakovsky, " Conveyors And Related Equipment ", Peace Publishers, Moscow.
3. CEMA , " Belt Conveyors For Bulk Materials ", Second Edition, CBI Publishers, Boston ; 1979.
4. Dobrovolsky, V, " Machine Elements ", Peace Publishers, Moscow.
5. E. Popov, " Mechanics Of Materials ", Second Edition , Prentice - hall, New Jersey; 1978.
6. G. Nieman, " Machine Elements ", Volume I, Springer Verlag, Berlin; 1978.
7. G. Nieman, " Machine Elements ", Volume II, Springer Verlag, Berlin; 1978:
8. J. Stolk, C. Kros, terjemahan oleh Hendrasin, H ; Abdul Rahman, " Elemen Mesin ", Erlangga, Jakarta; 1984.
9. M. Taib S, " Buku Polyteknik ", Sumur Bandung, Bandung 1974..
10. N. Rudenko, " Material Handling Equipment ", Peace Publishers, Moscow; 1966.
11. P. Stepin, " Strength Of Materials ", Second Edition , Peace Publishers, Moscow.
12. R.S. Khurmi, Gupta, " Machine Design ", Eurasia Publishing House, New Dehli; 1980.
13. SKF General Catalogue Bearing, 1970..

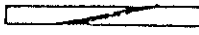


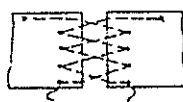



14. Spott, MF, " Design Of Machine Elements ", Fifth Edition, Prentice - Hall Of India, New Dehli; 1981.
15. S. Efendi, " Pedoman Penulisan Laporan Penelitian ", Pembinaan dan Pengembangan Bahasa Dep. P & K , Mutiara Offset, Jakarta ; 1979.
16. Sularso, Ir. " Dasar - Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin ", Pradnya Paramita, Jakarta ; 1980.
17. Sutrisno Hadi, " Metodologi Reseach ", Yayasan Penerbitan Fakultas Psikologi UGM, Yogyakarta; 1985.

UPT-PUSTAK UNDIP

L A M P I R A N

Table 24

Belt Joints

	Type of joint		Joint strength relative to the strength of integral belt in %
Cemented joints	Cemented leather		80-85
	Cemented rubber		80-85
Laced joints	Rawhide strips		30
			50
	Twines		50
Hinged joints	Bolts with plates (butt joint)		30
	Bolts with plates (crest joint)		25
	Wire hooks or spirals with a pin		50-80

Sumber : Dobrovolsky " Machine Elements " ,

halaman 205

Recommended Belt Plies

Table 7

2-69

Belt width, mm	300	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
Minimum and maximum number of plies i	3-4	3-5	3-6	3-7	4-8	5-10	6-12	7-12	8-12	8-12	9-14

Sumber : Spivakovsky, " Conveyor And Related Equipment ", halaman 69

Maximum Idler Spacing on the Loaded Run of a Belt Conveyor (see Fig. 33) for Bulk Loads

Table 10

2-77

Bulk weight of load, tons per cu m	Spacing l for belt width B , mm.							
	400	500	650	800	1000	1200	1400	1600 to 2000
$\gamma < 1$	1500	1500	1400	1400	1300	1300	1200	1100
$\gamma = 1 \text{ to } 2$	1400	1400	1300	1300	1200	1200	1100	1000
$\gamma > 2$	1300	1300	1200	1200	1100	1100	1000	1000

Sumber : Spivakovsky, " Conveyor And Related Equipment ", halaman 277

Tabel 12/5. Nilai k untuk penampang melintang lingkaran, tergantung pada $w = D/d$.

D/d	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	16
k	2,06	1,55	1,38	1,29	1,23	1,20	1,17	1,15	1,13	1,11	1,09

2-22

Sumber : Nieman, " Machine Elements ", Volume I, halaman 222

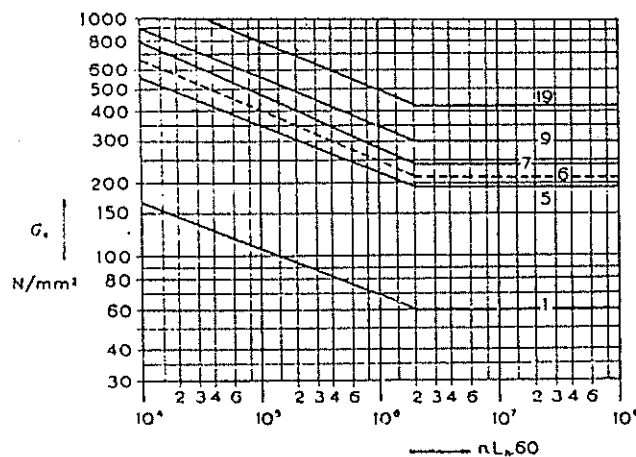
Tabel 6.2 Harga modul standar (JIS B 1701-1973).

(Satuan: mm)

Seri ke-1	Seri ke-2	Seri ke-3	Seri ke-1	Seri ke-2	Seri ke-3
0,1				3,5	3,75
0,2	0,15		4	4,5	
0,3	0,25		5	5,5	
0,4	0,35		6		6,5
0,5	0,45		8	7	
0,6	0,55		10	9	
0,7	0,65	0,65	12	11	
0,8	0,75		16	14	
1	0,9		20	18	
1,25			25	22	
1,5	1,75		32	28	
2	2,25		40	36	
2,5	2,75		50	45	
3		3,25			

Keterangan: Dalam pemilihan utamakan seri ke-1; jika terpaksa baru dipilih dari seri ke-2 dan ke-3.

Sumber : Sularso, Ir. " Dasar - Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin " , Halaman 216



Sumber : Stolk , Kross " Elemen Mesin " ,
halaman 406

Table 21/7.¹ Values of the involute function $\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$

α°	.0	.2	.4	.6	.8
0	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
1	0,00000	0,00000	0,00001	0,00001	0,00001
2	0,00001	0,00002	0,00003	0,00003	0,00004
3	0,00005	0,00006	0,00007	0,00008	0,00010
4	0,00011	0,00013	0,00015	0,00017	0,00020
5	0,00022	0,00025	0,00028	0,00031	0,00035
6	0,00038	0,00042	0,00047	0,00051	0,00056
7	0,00061	0,00067	0,00072	0,00078	0,00085
8	0,00091	0,00099	0,00106	0,00114	0,00122
9	0,00131	0,00139	0,00149	0,00159	0,00169
10	0,00179	0,00191	0,00202	0,00214	0,00227
11	0,00239	0,00253	0,00267	0,00281	0,00296
12	0,00312	0,00328	0,00344	0,00362	0,00379
13	0,00398	0,00416	0,00436	0,00456	0,00477
14	0,00498	0,00520	0,00543	0,00566	0,00590
15	0,00615	0,00640	0,00667	0,00693	0,00721
16	0,00749	0,00778	0,00808	0,00839	0,00870
17	0,00903	0,00936	0,00969	0,01004	0,01040
18	0,01076	0,01113	0,01152	0,01191	0,01231
19	0,01272	0,01313	0,01356	0,01400	0,01445
20	0,01490	0,01537	0,01585	0,01631	0,01684
21	0,01735	0,01787	0,01840	0,01894	0,01949
22	0,02005	0,02063	0,02122	0,02182	0,02243
23	0,02305	0,02368	0,02433	0,02499	0,02566
24	0,02635	0,02705	0,02778	0,02849	0,02922
25	0,02998	0,03074	0,03152	0,03232	0,03312
26	0,03395	0,03479	0,03564	0,03651	0,03739
27	0,03829	0,03920	0,04013	0,04108	0,04204
28	0,04302	0,04401	0,04502	0,04605	0,04710
29	0,04816	0,04925	0,05034	0,05146	0,05260
30	0,05375	0,05492	0,05612	0,05733	0,05856
31	0,05981	0,06108	0,06237	0,06368	0,06501
32	0,06636	0,06774	0,06913	0,07055	0,07199
33	0,07345	0,07493	0,07644	0,07797	0,07952
34	0,08110	0,08270	0,08432	0,08597	0,08764
35	0,08934	0,09107	0,09282	0,09459	0,09640
36	0,09822	0,10008	0,10196	0,10388	0,10581
37	0,10778	0,10978	0,11180	0,11386	0,11594
38	0,11806	0,12021	0,12238	0,12459	0,12683
39	0,12911	0,13141	0,13375	0,13612	0,13853
40	0,14097	0,14344	0,14595	0,14850	0,15108
41	0,15370	0,15630	0,15895	0,16173	0,16456
42	0,16737	0,17022	0,17311	0,17604	0,17901
43	0,18202	0,18508	0,18818	0,19132	0,19451
44	0,19774	0,20102	0,20435	0,20772	0,21114
45	0,21460	0,21812	0,22168	0,22530	0,22896
46	0,23268	0,23645	0,24027	0,24415	0,24808
47	0,25206	0,25611	0,26021	0,26436	0,26858
48	0,27285	0,27719	0,28150	0,28605	0,29057
49	0,29516	0,29981	0,30453	0,30931	0,31417
50	0,31909	0,32408	0,32915	0,33428	0,33949
51	0,34478	0,35014	0,35558	0,36110	0,36669
52	0,37237	0,37813	0,38397	0,38990	0,39592
53	0,40202	0,40821	0,41450	0,42087	0,42734
54	0,43390	0,44057	0,44733	0,45419	0,46115

¹Detailed table for $\text{inv } \alpha$ is given by Peters [21/55].

Table 22/12. Guidance on lubrication and gear quality, tooth errors f_t and f_a

Peripheral velocity v [m/sec]	Lubrication	Tooth surfaces	Quality DIN 3962	Factors		Surface roughness R_a [μm]
				f_t	f_a	
0 ... 0,8	Grease application	cast coarsely cut out	12	10	4	
			11	10	3,2	
			10	0,3	2,6	
0,8 ... 4	Grease or splash lubrication	finish machined coarse ground	9	4	2,0	6 ... 9
			8	2,8	1,6	
4 ... 12	Splash lubrication	fine finished shaved	7	2	1,3	3 ... 6
			6	1,4	1,0	
12 ... 60	Spray lubrication	fine ground master gear	5	1	0,8	1,5 ... 2
			4	0,7	0,64	

*The surface roughness is not specified in DIN 3962 even though it has a great effect on the surface load capacity (see the footnote referred to at the end of item (a) "pitting" in section 21.5.2). For the combination of tooth surfaces 1 and 2, $R_t = 0.5 (R_{t1} + R_{t2})$.

Note: Base pitch error from DIN 3961: $f_t \leq R_t (3 + 0.3 m + 0.2 \sqrt{d_b})$ [μm]; tooth directional error as per the suggestion of FZG: $f_a \leq R_a \sqrt{b}$ [μm]; b = face width [mm]. Effective tooth-directional error (after good running-in): $f_{a\text{eff}} \approx 0.75 f_a + g_a u C_s$ with $g_a = 0$ for straddle mounted spur and helical gears, = 0.3 for overhanging spur and helical gears, = 1.2 for overhanging bevel gears without crowning of the tooth surfaces, = 0.6 with crowning, = 0.3 with crowning and straddle mounting of the bevel pinion.

Sumber : Nieman , " Machine Elements ", Volume II

Table 22/18. Guidance for the selection of the shock factor C_s

Driven machine	Driving machine		
	Electric motor	Turbine, multi-cylinder engine	Single cylinder engine
Generators, feeding mechanisms, belt conveyors, light hoists, turbo blowers and compressors, agitators and mixers for uniform density	1,1	1,25	1,5
Main drives of machine tools, heavy hoists, crane rotary drives, mine ventilators, agitators and mixers for non-uniform density, multicylinder piston pumps, distribution pumps	1,25	1,5	1,75
Presses, shears, dough mills, rolling mills and steel works machinery, power showels, heavy centrifuges, heavy distribution pumps	1,75	2,0	2,25

$C_s = M_{\text{actual}}/M_1$, where M_{actual} is the repeatedly applied maximum external torque and M_1 is the nominal torque of the calculation. If the starting torque M_s is the deciding torque, $M_{\text{actual}} = M_s$ is to be calculated as in section 20.4.8.

Sumber : Nieman , " Machine Elements ", Volume II

Table 22/25. Material data** (conversion for other operating conditions is given in Tables 22/26, 27, Figs. 22/41, 42)

Material			Test piece in the final condition		On the gear ¹					Surface Roughness R_a ^{μm}
No.	Type and Treatment	Designation	σ_B	$\sigma_{1.0}$	BHN (H_B)		Endurance strength		Static strength $\sigma_{0.2}$	
			kgf/mm ²	kgf/mm ²	Core	Surface	kgf/mm ²	kgf/mm ²	kgf/mm ²	
1	Grey cast iron	GG 18	18	0	170		0,10	4,6	18	0,0
2		GG 20	20	12	210		0,33	6,0	20	
3	Malleable cast iron	ferritic	60	—	170		0,32	25	100	6,0
4		pearlitic	70... 75	—	250		0,64	25	140	
5	Cast steel	GS 52	52	21	150		0,21	15	47	4,5
6		GS 60	60	24	175		0,30	17,5	52	
7	Machine steel	St 50.11	50... 60	23... 28	150		0,30	19	55	3,0
8		St 60.11	60... 70	28... 33	180		0,62	21	65	
9		St 70.11	70... 85	33... 40	208		0,70	24	80	
10	Quenched and tempered steel	C 22	50... 60	22... 27	140		0,23	10,3	60	3,0
11		C 45	65... 80	30... 34	185		0,40	23	80	
12		C 60	75... 90	34... 41	210		0,51	25,0	90	
13		34 Cr 4	75... 90	36... 44	260		0,80	30	90	
14		37 Mn Si 5	80... 95	38... 40	260		0,70	31,5	95	
15		42 CrMo 4	95... 110	46... 54	300		0,80	31,5	110	
16	Case-carburized steel	C 15	50... 65	27	190	730	4,0	22	95	2... 3
17		16 MnCr 5	80... 110	—	270	650	5,0	42	140	
18		20 MnCr 5	100... 130	—	360	650	5,0	47	160	
19		15 CrNi 8	90... 120	—	310	650	5,0	44	160	
20		18 CrNi 8	120... 145	—	400	650	5,0	47	170	
21	Flame or induction hardened steel	Ck 45	65... 80	—	220	595	4,3	31,5	110	3,0
22		37 MnSi 5	90... 105	—	270	560	3,7	34	125	
23		53 MnSi 4	90... 110	—	275	615	4,5	35	110	
24	Cyanided steel	41 Cr 4	140... 180	—	460	595	4,3	32	190	3,0
25		37 MnSi 5	160... 190	—	470	550	3,0	35	200	
26	Laminated plastic	coarse	—	—	—	—	0,18	5,6	17	6,0
27		fine	—	—	—	—	0,23	5,8	17	
28	S.G. iron	GGG 00	80... 90	—	300		1,8	22	140	3,0
29	Bath nitrided steel	C 45	55 ÷ 80	—	460		1,8	31,8	110	
30	Bath-nitrided steel	42 CrMo 4	85 ÷ 90	—	600		2,7	68,0	150	
31	Gas nitrided steel	31 CrMoV 9	70 ÷ 85	—	700		3,5	45,0	150	
32	Flame or induction hardened steel	42 CrMo 4	90 ÷ 110	—	275	615	4,5	35	110	

¹The test gears were mostly of the following dimensions: $m = 3$ mm; $z_1 = 27$, $z_2 = 34$, $b = 10$ mm; 20° -Standard teeth; $v \approx 8$ m/sec. Influences on load capacity are considered in sections 22.2.8 and 21.6.

²Up to 35% higher values if meshing with a case-hardened and fine-ground steel gear.

³For $v = 12$ m/sec and ground steel mating gear.

⁴Valid for fillet radius of curvature $r_f \geq 0.2$ m.

⁵Valid for case hardening beyond the root fillet; about 20% lower if through-hardened; $\sigma_B < 25$ kgf/mm² if case-hardened on the tooth flank only.

⁶Corresponds to the currently used C-value = $U/bt = 0.8$ kgf/mm².

⁷For running with a mating steel gear of about the same hardness, oil of viscosity 100 cSt and surface roughness given in the table.

* For the combination of tooth surfaces 1 and 2, $R_t = 0.5 (R_{t1} + R_{t2})$; effect of R_t on k_{σ} is considered in the footnote referred to at the end of item (a), "pitting" in section 21.5.2.

** The materials 31 to 35 are newly included in the second reprint and materials 7, 17 and 26, which are very little used, are omitted.

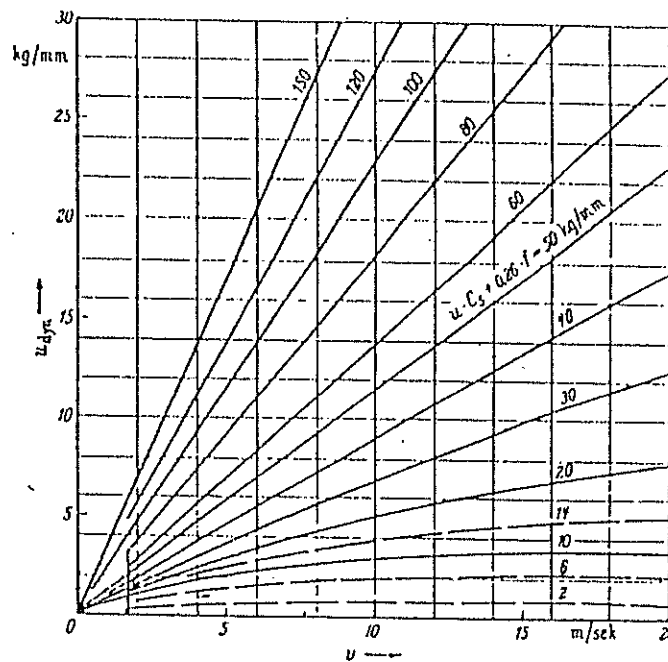


Fig. 22/37. Dynamic load factor C_D and u_{dyn}

$$C_D = 1 + \frac{u_{dyn}}{u C_B (r_{sp} + 1)} \approx 1 + \frac{0.3 u C_B + f}{u C_B (r_{sp} + 1)}; \quad u = U, b = 11 d_{s1}$$

$f[\mu] = \text{largest of the tooth errors } f_e, f_r, f_i'.$
 $\text{m/sec} = \text{m/sec}; \text{ kg/mm} = \text{kgf/mm}.$

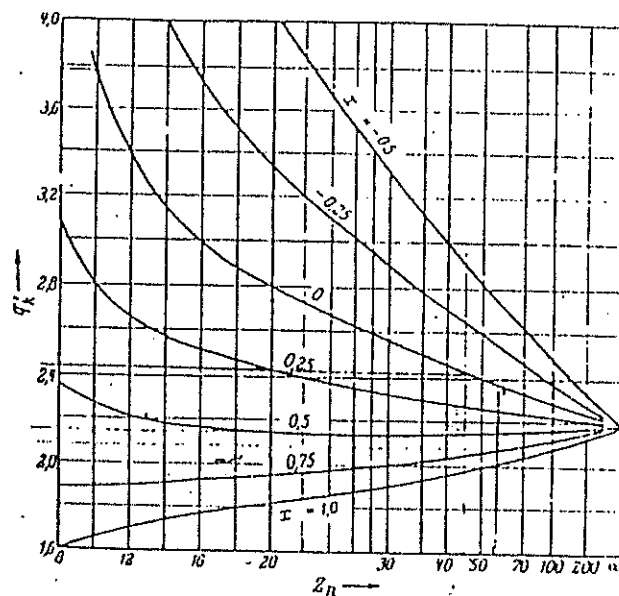


Fig. 22/40. Root factor q_k . Valid for force application at tip for $2.25 m_n$ whole depth; $\alpha_{ns} = 20^\circ$; zero backlash; critical section at point of contact of 30° tangent; generation by rack with $0.38 m_n$ tip rounding and radial clearance $s_1 = 0.25 m_n$.

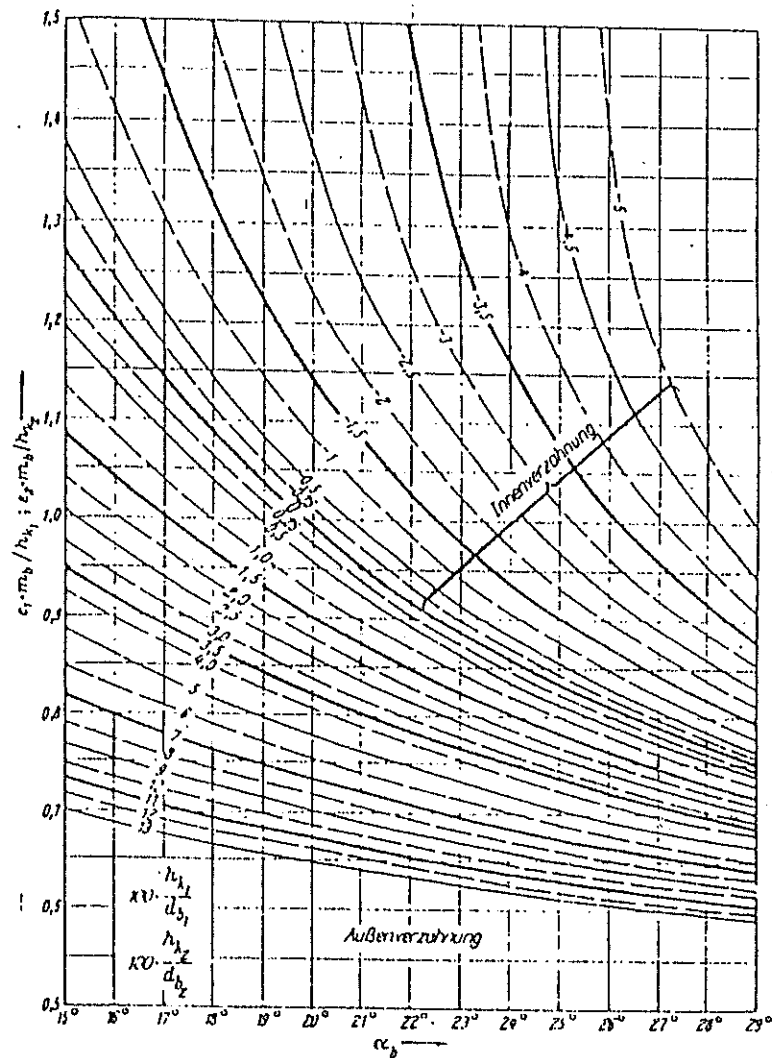


Fig. 22/39. Contact ratio $\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2$ in transverse section and $\epsilon_n = \epsilon / \cos^2 \beta_n$ in normal section. ϵ_1 and ϵ_2 from the diagram with $m_b = d_{b1}/z_1 = d_{b2}/z_2$ and $h_{a1} = 0.5 (d_{a1} - d_{b1})$ and $h_{a2} = 0.5 (d_{a2} - d_{b2})$.

$$\text{Equation for diagram: } \epsilon_1 = \frac{m_b}{h_{a1}} = \frac{d_{b1} (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_b)}{2 \pi h_{a1}}$$

$$\alpha_{a1} \text{ from } \cos \alpha_{a1} = (\cos \alpha_b) d_{b1}/d_{a1}; \alpha_b \text{ from } \sin \alpha_b = \sin \alpha_n / \cos \beta_n.$$

Innenverzahnung = internal teeth; Außenverzahnung = external teeth.

Table 22/28. Guidance on oil viscosity V_{50} (cSt at 50 °C) for enclosed drives with 45 to 90 °C oil temperature

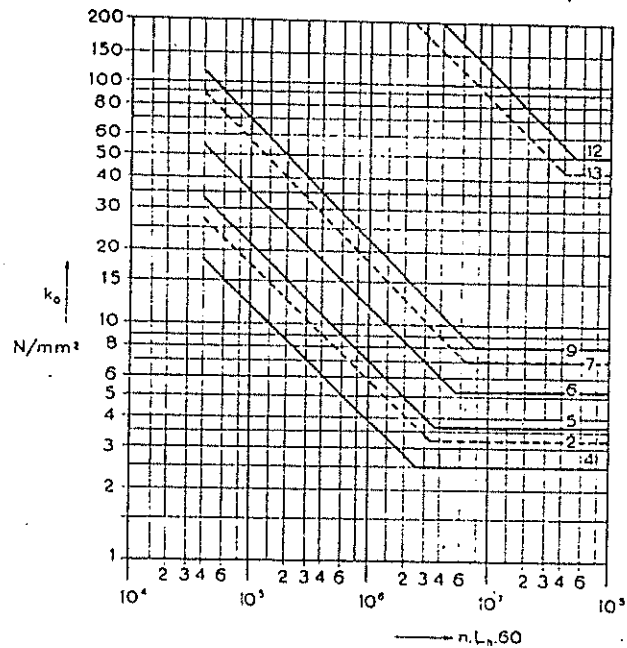
$$V'_{50} = 100/v^{0.4} \text{ to } 200/v^{0.4}$$

v (m/sec) =	0.25	0.4	0.63	1.0	1.6	2.5	4.0	6.3	10	16	25	40	63
from	175	145	120	100	83	69	57	47	30	32	27	22	18
to	350	200	240	200	160	138	114	94	78	64	54	44	36

Sumber : Nieman " Machine Elements " Volume II.



Gambar 22/41. Tekanan permukaan terhadap umur.



Sumber : Nieman, "Machine Elements", Volume II

Table 22/26. Surface strength k_n ¹ and full load life L_n

$$k_D = y_D y_H y_S y_v k_0$$

with k_0 from Table 22/25, for the calculation of the safety factor S_G ,
with k_n from Fig. 22/41, for prescribed life L_n .

Factor $y_D = 1$ for running of the material of
Table 22/25 with steel

$y_D = 1.5$ for running with cast iron

$y_D = 0.5 + 2.1 \times 10^4 / (2 E_D)$ for running
with a material of modulus of
elasticity E_D

$y_H = (H/H_s)^2$ when the surface
hardness H is different from the H_s
of Table 22/25 and remains within
650; otherwise $y_H = 1$

y_S : function of oil viscosity ν at the
operating temperature

ν [cSt]	0.3	21	37	68
y_S	0.7	0.75	0.8	0.9

ν	100	145	200	265	300
y_S	1.0	1.1	1.2	1.3	1.35

y_v : function of peripheral velocity v
[m/sec]

$$y_v \approx 0.7 + \frac{0.8}{1 + (8/v)^2}$$

Table 22/27. Root strength σ_D ¹ and full-load life L_n

$\sigma_D = \sigma_0$ from Table 22/25, for the calculation
of the safety factor S_D

$\sigma_D = \sigma_0$ from Fig. 22/42, for prescribed life
 L_n

$\sigma_D = \sigma_{0s}$ from Table 22/25, for the calculation
of safety against sudden failure

$\sigma_D = 0.7 \sigma_0$ for idler gears (reversed loading)

$\sigma_D = \sigma_0/f_k$, when the tooth fillet radius of curvature $r_f < 0.2 m$, f_k from Fig. 22/22.

¹Limit value for the static plus dynamic stress for the surface roughness of Table 22/25. Effect of surface roughness and lubrication on k_D is dealt with in section 21.5.2, item (a) "pitting".

Sumber : Nieman, "Machine Elements", Volume II

Koefisien-gesek f dan tekanan-bidang yang diperbolehkan $\bar{\sigma}_0$					
bahan	koefisien-gesek f		tekanan bidang σ_0 N/mm ²	Temp. yang dibolehkan °C	
	kering	dilumas dengan minyak		terus-menerus	waktu singkat
Besi-cor abu-abu, baja-cor atau baja pada:					
Pelbagai bahan-buatan	0,25...0,45	0,1 ...0,25	0,05 ...0,7	100	150
Tenunan-kapas dengan damar-buatan	0,4 ...0,65	0,1 ...0,2	0,05 ...1,2	100	150
Tenunan-asbes dengan damar-buatan . . .	0,3 ...0,5	0,1 ...0,2	0,05 ...2	200	300
Idem, dipres hidrolik	0,2 ...0,35	0,1 ...0,15	0,05 ...8	250	500
Kayu-poplar	0,2 ...0,35	0,1 ...0,15	0,05 ...0,5	100	160
Kulit	0,3 ...0,6	0,12...0,15	0,05 ...0,3	100	
Gabus	0,3 ...0,5	0,15...0,25	0,05 ...0,1	100	
Besi-cor abu-abu pada baja	0,15...0,2	0,03...0,06	0,8 ...1,4	260	
Besi-cor abu-abu pada besi-cor abu-abu . . .	0,15...0,25	0,02...0,1	1 ...1,8	300	
Baja-keras pada baja-keras atau pada logam-lebur	dalam keadaan diam	ketika meluncur			
dibasahi dengan minyak	0,12...0,17	0,06...0,11	0,5 ...3	100	
Idem dengan minyak yang mengalir . . .	0,08...0,12	0,03...0,06	0,5 ...4	100	

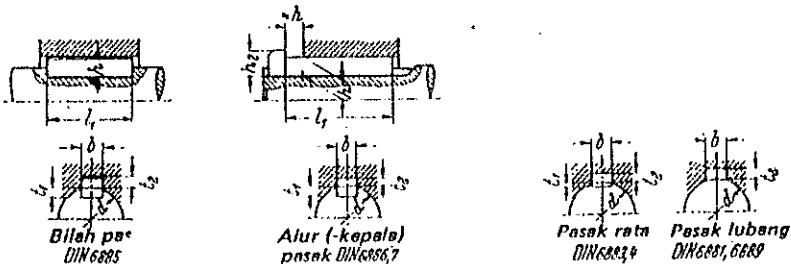
Sumber : Stolk , Kross " Elemen Mesin " ,
halaman 210

Tabel 12/4. Nilai α , β , γ untuk perhitungan pegas piringan menurut Almen dan Laszlo.

D_s/D_1	α	β	γ	D_s/D_1	α	β	γ	D_s/D_1	α	β	γ
1,2	0,20	1,02	1,05	2,3	0,74	1,29	1,40	3,4	0,80	1,50	1,87
1,3	0,30	1,04	1,09	2,4	0,75	1,31	1,53	3,6		1,54	1,94
1,4	0,40	1,07	1,14	2,5	0,76	1,33	1,56	3,8		1,57	2,00
1,5	0,53	1,10	1,18	2,6	0,77	1,35	1,60	4,0	0,80	1,60	2,07
1,6	0,57	1,12	1,22	2,7	0,78	1,37	1,63	4,2		1,64	2,13
1,7	0,61	1,15	1,26	2,8		1,39	1,67	4,4		1,67	2,19
1,8	0,65	1,17	1,30	2,9		1,41	1,70	4,6	0,80	1,70	2,25
1,9	0,67	1,20	1,34	3,0	0,79	1,43	1,74	4,8	0,79	1,73	2,31
2,0	0,69	1,22	1,38	3,1		1,45	1,77	5,0		1,76	2,37
2,1	0,71	1,24	1,42	3,2		1,46	1,81				
2,2	0,73	1,26	1,45								

Sumber : Nieman " Machine Elements " Volume I, halaman 219

Tabel 18/5. Ukuran bilah pas, pasak dan alur menurut DIN dalam mm, momen putar yang diizinkan.



Poros	pasak				Bilah	Tinggi kepala	Pasak rata			Perataan poros	Pasak lubang		
d	b	h	t_1	t_2	t_3	h_2	b	h	t_1		b	h	t_2
10...12	4	4	2,5	1,2	1,8	7							
12...17	5	5	3,0	1,7	2,3	8							
17...22	6	6	3,5	2,1	2,8	10							
22...30	8	7	4,0	2,4	3,3	11	8	5	1,3		8	3,5	3,2
30...38	10	8	5,0	2,4	3,3	12	10	6	1,8		10	4	3,7
38...44	12	8	5,0	2,4	3,3	12	12	6	1,8		12	4	3,7
44...50	14	9	5,5	2,9	3,8	14	14	6	1,4		14	4,5	4,0
50...58	16	10	6,0	3,4	4,3	16	16	7	1,9		16	5	4,5
58...65	18	11	7,0	3,4	4,4	18	18	7	1,9		18	5	4,5
65...75	20	12	7,5	3,9	4,9	20	20	8	1,9		20	6	5,5
75...86	22	14	9,0	4,4	5,4	22	22	9	1,8		22	7	6,5
85...95	25	14	9,0	4,4	5,4	22	25	9	1,9		25	7	6,4
95...110	28	16	10,0	5,4	6,4	25	28	10	2,4		28	7,5	6,9
110...130	32	18	11,0	6,4	7,4	28	32	11	2,3		32	8,5	7,9
130...150	36	20	12,0	7,1	8,4	32	36	12	2,8		36	9	8,4
150...170	40	22	13,0	8,1	9,4	36	40	14	4,0				9,1
170...200	45	25	15,0	9,1	10,4	40	45	16	4,7				10,4

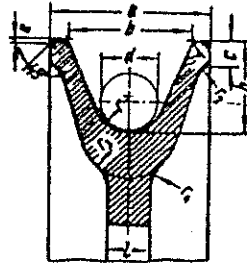
Tabel a.

Diameter dalam d_1 mm	Ringan DIN 5462			Menengah DIN 5463			Berat DIN 5464		
	Banyaknya baji i	d_2 mm	b mm	Banyaknya baji i	d_2 mm	b mm	Banyaknya baji i	d_2 mm	b mm
11	—	—	—	6	14	3	—	—	—
13	—	—	—	6	16	3,5	—	—	—
16	—	—	—	6	20	4	10	20	2,5
18	—	—	—	6	22	5	10	23	3
21	—	—	—	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	10	60	5
56	8	62	10	8	65	10	10	65	5
62	8	68	12	8	72	12	10	72	6
72	10	78	12	10	82	12	10	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	108	16	10	112	16	20	116	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

Sumber : Nieman " Machine Elements ", Volume I

Table 16

Grooves of Sheaves for Steel Wire Ropes, mm



Rope dia	a	b	c	e	h	l	r	r ₁	r ₂	r ₃	r ₄
4.8	22	15	5	0.5	12.5	8	4.0	2.5	2.0	8	6
6.2	22	15	5	0.5	12.5	8	4.0	2.5	2.0	8	6
8.7	28	20	6	1.0	15.0	8	5.0	3.0	2.5	9	6
11.0	40	30	7	1.0	25.0	10	8.5	4.0	3.0	12	8
13.0	40	30	7	1.0	25.0	10	8.5	4.0	3.0	12	8
15.0	40	30	7	1.0	25.0	10	8.5	4.0	3.0	12	8
19.5	55	40	10	1.5	30.0	15	12.0	5.0	5.0	17	10
24.0	65	50	10	1.5	37.5	18	14.5	5.0	5.0	20	15
28.0	80	60	12	2.0	45.0	20	17.0	6.0	7.0	25	15
34.5	90	70	15	2.0	55.0	22	20.0	7.0	8.0	28	20
39.0	110	85	18	2.9	65.0	22	25.0	9.0	10.0	40	30

Sumber : Rudenko " Material Handling Equipment "
halaman 86

Table 11

Values of Friction Factor μ and $e^{\mu\alpha}$

Type of pulley and atmospheric conditions	Friction factor μ	$e^{\mu\alpha}$ for wrap angles α , deg and radians						
		180°	210°	240°	300°	360°	400°	480°
		3.14	3.66	4.19	5.24	6.28	7.0	8.38
Cast Iron or steel pulley and very humid (wet) atmosphere; dirty	0.1	1.37	1.44	1.52	1.69	1.87	2.02	2.32
Wood or rubber lagged pulley and very humid (wet) atmosphere; dirty	0.15	1.60	1.73	1.87	2.19	2.57	2.87	3.51
Cast Iron or steel pulley and humid atmosphere; dirty	0.20	1.87	2.08	2.31	2.85	3.51	4.04	5.34
Cast Iron or steel pulley and dry atmosphere; dusty	0.30	2.56	3.00	3.51	4.81	6.59	8.17	12.35
Wood lagged pulley and dry atmosphere; dusty	0.35	3.00	3.61	4.33	6.2	9.02	11.62	18.78
Rubber lagged pulley and dry atmosphere; dusty	0.40	3.51	4.33	5.34	8.12	12.35	16.41	28.33

Sumber : Spivakovsky " Conveyor And Related
Equipment " halaman 83

